РУССКОЕ ИЗДАНИЕ „БИБЛИОТЕКИ ГЕШЕН“



ФР. БАРТ

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

ЧАСТЬ II

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСНОВЫ И ПРИНЦИПЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПАРОВЫХ МАШИН

С 113 ЧЕРТЕЖАМИ

Авторизованный перевод с последнего немецкого издания инж. Н. Н. КРАМАРЕНКОВА



КНИГОИЗДАТЕЛЬСТВО
„НАУКА и ЖИЗНЬ“
БЕРЛИН — РИГА

Набор Типографии ГЕРМАНА ГОЛЬДБЕРГА Циммерштрассе 7
Druck von Hempel & Co., Berlin SW 68, Zimmerstrasse 7-8

ОГЛАВЛЕНИЕ.

I. ВВЕДЕНИЕ.

V. ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ.

VI. РЕГУЛЯТОРЫ.

VII. КОНДЕНСАЦИИ.

VIII. ГЛАВНЫЕ ДЕТАЛИ ПАРОВЫХ МАШИН.

IX. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН.

X. КОМБИНИРОВАННЫЕ СИЛОВЫЕ И ОТОПИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.

XI. СТОИМОСТЬ ПАРОВЫХ МАШИН И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ.

XII. ВЫБОР СИСТЕМЫ ПАРОВОЙ МАШИНЫ.

Часть 1 рассматривает термодинамические и паротехнические основные положения паровых машин. –

I. Введение.

1. История развития паровой машины.

После того, как опыты Магдебургского бургомистра Отто фон Герике доказали, что путем образования безвоздушного пространства, может быть произведена некоторая работа, Папину первому удалось, путем конденсации водяного пара, создать простейшим образом достаточное разрежение. Сэвери и Ньюкомен использовали это свойство водяного пара и применили его, первый — для подачи воды паровым насосом, а второй — к особому двигателю (так называемой огневой машине). В принципе, однако, эти машины приводились в движение давлением воздуха, а не пара. И только Уатту, во второй половине XVIII-го столетия, удалось создать основной тип паровой машины, почему Уатта обычно и называют ее изобретателем.

Нередко приходится слышать, даже в среде образованных людей, что изобретение поршневой паровой машины — простая случайность, результат наблюдений Уатта над кипящим чайником. Это, конечно, неправильно. Наоборот, изобретение паровой машины является результатом долгой умственной работы и научно-техническаго исследования, доказательством чему служит патент Уатта 1769 г., охватывающий все руководящие положения, легшие в основу современной паровой машины. Главное отличие машин Уатта от современных состоит в том, что современные машины работают перегретым паром и при высоком давлении сами конструкции их, благодаря более чем вековому опыту и наличию усовершенствованных металлообрабатывающих станков, на много совершеннее конструкции Уатта.

Постройка паровых машин вначале сосредоточивалась, исключительно в Англии. Там их применяли главным образом для выкачивания воды из каменноугольных шахт, так как в этой области ощущалось несовершенство применения живой двигательной силы. Первая паровая машина, самостоятельно построенная в Германии, была установлена в 1785 г. в гор. Гетштедте в Мансфельде для откачки воды. В 1890 г. в этом историческом местечке Союзом Германских Инженеров был поставлен памятник.

В то время, как машина Уатта работала при давлениях, лишь незначительно превосходивших атмосферное, современные паровые машины строятся для давлений до 15 и более атмосфер, работая при этом перегретым паром. Температура пара до вступления в цилиндр доходит до 300° С и выше. Встречавшаяся раньше паровая машина без расширения пара совершенно исчезла. При существующих теперь высоких давлениях пара приходится, в целях более выгодной эксплуатации, использовать работу расширения пара в наиболее полной мере. Поэтому почти все новейшие паровые машины имеют парораспределение с отсечкой. Благодаря этому степень расширения регулируется сообразно нагрузке машины.

Современные паровые машины отличаются от прежних, кроме того, значительно большим числом оборотов, благодаря чему постройка машин обходится дешевле, и создается возможность ее непосредственного соединения с динамо-машинами.

История развития паровой машины наглядно доказывает, как люди, достигнув определенных целей, легко впадают в заблуждение, полагая, что дальнейшие усовершенствования невозможны. Уже в прошлом веке полагали, что усовершенствованию паровой машины положен предел. Но та-же история развития паровой машины дает бесчисленные доказательства тому, что часто требуется много лет, пока новые идеи

не завоюют признания практической жизни, или пока от старых не откажутся окончательно.

С появлением паровых турбин поршневые паровые машины постепенно вытесняются этим новым типом двигателя. Стационарные паровые машины в настоящее время редко строятся более, чем в 1500 Л.С. (см. § 58).

2. Системы паровых машин.

Паровые машины подразделяются, в зависимости от конструкции и характера работы на: вертикальные и горизонтальные, машины без расширения и с расширением, одно — и многоцилиндровые машины, с клапанным и золотниковым парораспределением и т. д.

Кроме того различают паровые машины на скалковые (у которых поступательное движение поршня непосредственно преобразовывается в работу), с балансирами, с кривошипами и крейцкопфами, и с вращающимися цилиндрами или поршнями.

Скалковые машины строятся без маховика и поэтому рабочее движение у них совершается только прямолинейно. Такая конструкция подходит только для насосов, напр., в качестве питательных насосов для паровых котлов *). В широком смысле к этой группе можно отнести также паровой молот и паровой копер

Балансирные машины в настоящее время вышли из употребления. Вследствие низкого числа оборотов (30—40 в минуту), они получаются крупных размеров, и потому дороги.

Машины с кривошипным механизмом и с крейцкопфом, движущимся в направлющих, преобразовывают с помощью шатуна прямолинейное поступательное движение поршня во вращательное. Этот тип паровой машины является теперь наиболее принятым.

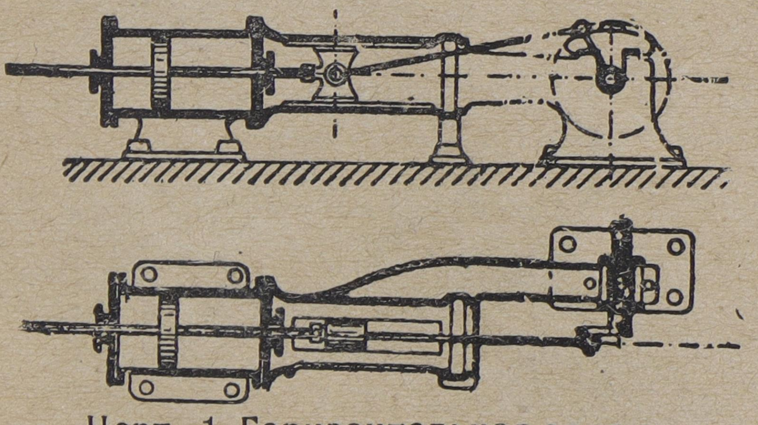
---

*) Как наприм., весьма распространенные насосы системч „Вортингтон". Прим. Ред.

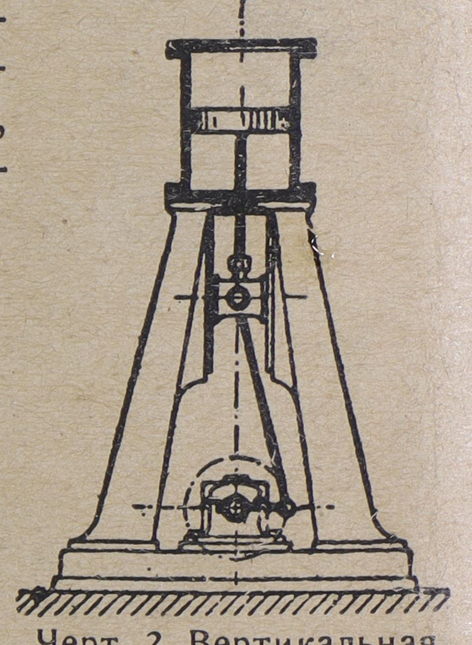
Машины с вращающимися цилиндрами, как и машины с вращающимися поршнями, до сих пор не получили широкого распространения. У первых кривошип неподвижен, цилиндр же с поршнем и шатуном вращаются вокруг него и исполняют, таким образом, роль маховика. Напротив, у машин с вращающимся поршнем цилиндр неподвижен. По характеру конструкции они похожи на насосы с вращающимися поршнями. Эти машины имеют тот недостаток, что у них нельзя достичь паронепроницаемого уплотнения между поршнем и рабочей камерой. Паровые машины разделяются на машины простого и двойного действия, в зависимости от того, действует ли пар на поршень с одной его стороны, или с обоих. При одной и той же мощности машина простого действия по размерам значительно крупнее машин двойного действия, потери от охлаждения значительно больше и, кроме того, движение мотыля не столь равномерно.

Поэтому теперь применяются почти исключительно машины двойного действия.

Кроме того, различают еще паровые машины со свободным выпуском, с конденсацией, машины, работающие влажным (насыщен-



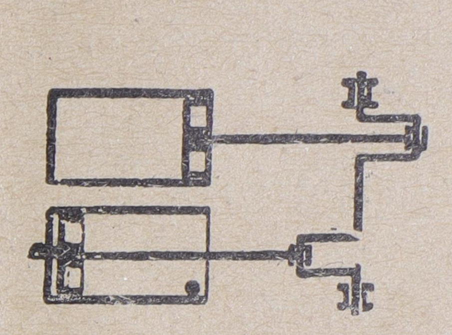
Черт. 1. Горизонтальная одноцилиндровая паровая машина с байонетной рамой.



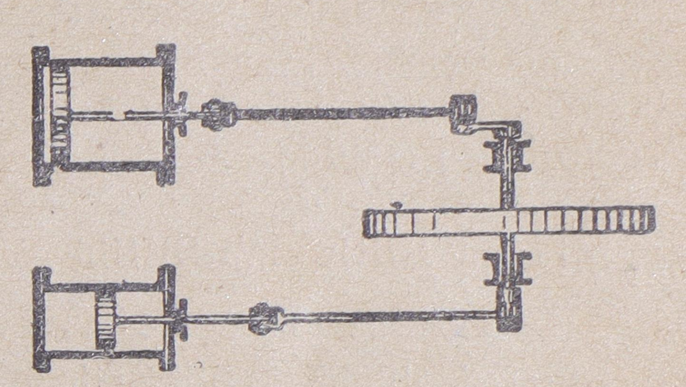
Черт. 2. Вертикальная одноцилиндровая паровая машина.

ным) и перегретым паром, тихо — и быстроходные, стационарные и передвижные. В последнее время стали

различать машины и по направлению тока пара, а именно — с встречным током и прямым. У вторых, как показывает самое название, ток пара совершается в одном и том же направлении. На чертеже 1. представлена обыкновенная горизонтальная одноцилиндровая паровая машина с байонетной рамой, на черт. 2. — вертикальная паровая машина. Она имеет то преимущество, что

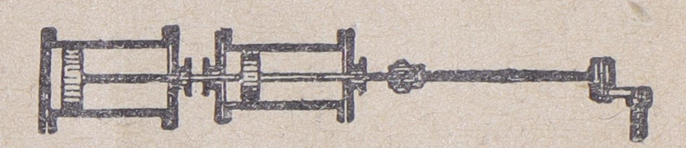


Черт. 3. Сдвоенная паровая машина (схематически).

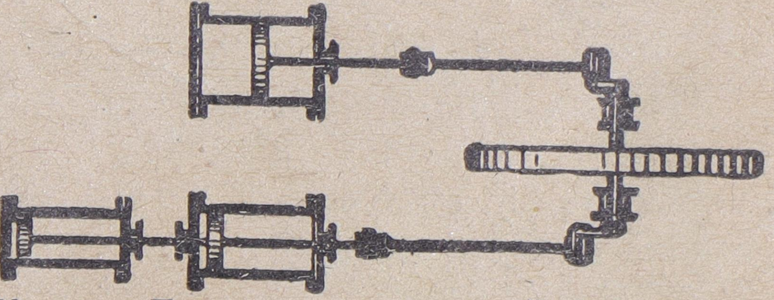


Черт. 4. Паровая машина компаунд с двумя кривошипами.

занимает гораздо меньше места, чем горизонтальная; однако она в настоящее время применяется только на судах. Для стационарной установки выбирают вертикальную машину только тогда, когда ради дешевины мирятся с большим числом оборотов в минуту. На черт. 3. представлена схема сдвоенной паровой машины, кривошипы которой расположены под углом в 180°. На



Черт. 5. Паровая тандэм-машина (В настоящее время цилиндр высокого давления помещается сзади).



Черт. 6. Паровая машина тройного расширения (схема).

чертеже 4 представлена компаунд-машина, кривошипы которой расположены под углом 90°. Различие меж-

ду машинами, сдвоенной и компаунд, состоит в том, что у первой в обоих цилиндрах действует свежий пар, у [второй же — сначала пар действует в цилиндре высокого давления, а по выходе из него поступает в цилиндр низкого давления (больший по размерам). В настоящее время машины с двойным расширением в большинстве случаев строятся в виде тандэм-машин (чертеж 5).

Машины тройного и четверного расширения (чертеж 6) применяются теперь только на судах, где треюбутся машины большой мощности.

3. Новейшие машины для перегретого пара.

Почти все паровые машины новейших типов работают, в целях экономии, перегретым паром, или, по крайней мере, приспособлены для такой работы.*) Первую вполне пригодную машину для перегретого пара (с перегревом до 350° С) построил в конце 90-х годов прошлого столетия инж. В. Шмидт. Эта машина была простого действия; она имела плунжерный поршень, вследствие чего можно было обойтись без сальников, или, в крайнем случае (в тандэм-машине), расположить их так, чтобы они не соприкасались с перегретым паром. Ашерслебенское машино-строительное акционерное общество, бывш. В. Шмидт и Ко., до сих пор строит машины, либо в виде простых тандэм-машин от 80 до 600 Л. С., либо в виде сдвоенных тандэм-машин от 600 до 1200 Л. С.

Паровая рубашка и общие каналы для подвода и отвода пара при работе насыщенным паром обусловливают довольно сложную конструкцию цилиндра. При работе же с перегретым паром эти цилиндры на-

---

*) Работа насыщенным паром (§ 54) производится главным образом при использовании мятого пара, а также в тех случаях, когда установка незначительной мощности расчитана на непродолжительные периоды работы, т. е., когда расход топлива играет второстепенную роль.

гревались неравномерно, искривлялись и давали трещины. Следствием искривления было защемление поршня или крейцкопфа. Последнее в лучшем случае вызывало перерасход смазочных материалов, но нередко влекло за собой и заедание скользящих поверхностей. Отсюда пришли к выводу, что обыкновенная паровая машина для насыщенного пара подходит только для пара невысокого перегрева, и что для работы паром, перегретым более высоко, необходимо прибегнуть к новым конструктивным формам, применив при этом соответствующие материалы и более точную механическую обработку подлежащих частей. Во избежание неравномерного расширения, рабочие цилиндры должны быть расположены, по возможности симметрично, и материал в теле цилиндра должен распределяться более или менее равномерно. Таким образом пришли к обычным теперь гладким трубообразным цилиндрам без ребер и простенков, причем места для присоединения паропроводов отделены друг от друга.

Паровая рубашка у машин для перегретого пара является излишней, так как благодаря перегретому пару значительно уменьшаются потери от обмена тепла. Однако, у паровых компаунд-машин стенки цилиндра низкого давления обыкновенно еще согреваются (большей частью рабочим паром), т. е., паровая рубашка у них сохраняется.

Делается это потому, что при том перегреве, который обычно применяется, пар поступает в цилиндр низкого давления уже насыщенным, а паровая рубашка уменьшает обмен тепла. Иногда согревают и крышки цилиндра низкого давления (большей частью паром из ресивера).

У машин для насыщенного пара лучше применять согревание неподвижным паром, и оказывается, что согревание крышек важнее согревания стенок цилиндра. (См. „Z. d. V. d. I“ 1905 г., стр. 138 и 1912 г., стр. 107). В зависимости от качества машины, экономия в

расходе пара при согревании бывает различной. У машин многократного расширения с перегретым паром и большим числом оборотов получается весьма незначительная экономия, особенно при небольших наполнениях. В тех случаях, когда в машинах для перегретого пара применяется согревание, надо предпочтительно пользоваться быстротекущим рабочим паром. Обогревание ресивера, путем пустотелых стенок, не приносит особой пользы; этим достигается только более высокая температура пара в ресивере. Согревание крышек и боковых стенок цилиндра является лишним, когда отработанным паром пользуются для целей отопления.

Так как при работе паром высокого перегрева пеньковая набивка не годится, то сальники теперь снабжаются подвижной металлической набивкой. Для устранения заедания нужно следить за хорошей смазкой сальника (капельная смазка поршневого штока или непосредственная — под давлением).

Особое внимание нужно обращать на смазку рабочих цилиндров. У машин с насыщенным паром, последний своей влажностью отчасти заменяет смазку. У машин с перегретым паром мы всегда имеем дело с сухим паром, и поэтому эти машины нуждаются в более обильной смазке. Относительно выбора рода смазки — паром или поверхностной, см. в § 43.

Хорошее масло для смазки цилиндров, работающих перегретым паром, должно при температуре пара в 320° С и выше, нередко встречающейся при высоком перегреве, оставаться достаточно густым, т. е сохранять необходимые смазочные свойства. Для смазки цилиндров с перегретым паром не годятся употреблявшиеся раньше масла растительного и животного происхождения; для этого пригодны только лучшие сорта минеральных масел с высокой точкой кипения. Для подшипников можно употреблять обыкновенное машинное масло. Нередко, однако, для того

и другого применяют одно и то же масло, так как часто цилиндровое масло отличается от машинного не качеством, а только более высокой ценой.*)

Высказывавшееся в начале опасение, что машины для перегретого пара изнашиваются скорее машин с насыщенным паром на практике не подтвердилось. Наоборот, оказалось, что хорошо сконструированная машина, даже при высоком перегреве, изнашивается не более обыкновенной, если только уход и смазка совершались соответствующим образом.

Так как удельная теплоемкость перегретого пара меньше таковой у насыщенного, то производительность машины для перегретого пара, при одинаковом наполнении, в зависимости от степени перегрева и системы, на 5—20% меньше производительности равной по размерам машины для насыщенного пара. Тем не менее можно достичь и одинаковой производительности, по той причине, что кривая расширения, здесь более крутая и вследствие этого наполнение машины для перегретого пара лежит немного выше, чем у машины для насыщенного пара. При одинаковом конечном давлении производительность машин для перегретого пара даже выше.

Что касается степени перегрева, то выгоднее всего было бы, чтобы пар в конце расширения был еще сухим насыщенным, или оставался еще немного перегретым. Однако, практически это выполнить не удается, потому что известные нам смазочные материалы теряют свои необходимые свойства при 350—400° С. Перегрев распределяют поэтому между двумя цилиндрами. Таким путем, с одной стороны, исключается всякая опасность для цилиндра высокого давления, и достигается возможно лучшее использование тепла в цилиндре низкого давления. Все эти сообра-

---

*) Испытание и оценка смазочных материалов. „Z. d. V. d. I.“ 1912, стр. 1411.

жения привели к, так называемому, промежуточному перегреву, давно применяемому в локомобилях и паровозах.

Выгоды, достигаемые в обыкновенных стационарных машинах подогревом пара в ресивере при помощи топочных газов или свежего пара, весьма незначительны, если только последний достаточно перегрет*). Иначе у локомобилей, где машина и котел связаны. Применение промежуточного перегрева у локомобилей-компаунд фирмы Р. Вольф действительно представляет выгоды в смысле более хозяйственной эксплуатации, так как этот перегрев достигается газами отходящими из дымоходов котла, т.е. почти бесплатно. В настоящее время эта фирма выпускает локомобили только с простым перегревом.

С чисто термической точки зрения всегда, конечно, лучше всю теплоту отдавать свежему пару, т. е. вводить ее в цилиндр высокого давления.

В заключение заметим, что для уменьшения первоначальных затрат в настоящее время машинам дают более быстрый ход, в среднем, 150—170 оборотов в минуту. Вследствие усовершенствований, достигнутых в металлообрабатывающей технике, и улучшения качеств материалов, вполне удается справиться с таким большим числом оборотов.

У газовых двигателей такое число оборотов уже давно стало обычным явлением.

II. Одноцилиндровые машины.

4. Конструкции.

Одноцилиндровые машины бываютъ следующих типов: с золотниковым и клапанным парораспределением, с свободным выпуском и с конденсацией, с встречным и прямым током пара.

*) См. также „Z. d. V. d. I.“ 1910 г. стр. 1344. Иначе обстоит дело, если цилиндр низкого давления находится вдали от цилиндра высокого давления. См. „Z. d. V d. I.“ 1912 г. стр. 180. В этом случае, вследствие большого протяжения трубопровода, промежуточный перегрев вполне уместен и рационален.

5. Парораспределение одноцилиндровой машины.

В парораспределении различают четыре момента: начало и конец впуска, начало и конец выпуска пара. Впуск и выпуск пара должны начинаться вблизи мертвого положения поршня. Парораспределение должно быть расчитано таким образом, чтобы при наименьшем расходе пара получилась по возможности большая площадь индикаторной диаграммы. С этой целью впуск пара и выпуск его устанавливаются в моменты, близкие к концу хода поршня. (Предварение впуска и предварение выпуска). Если работать без предварения впуска, то могло бы случиться, что к моменту начала хода поршня в цилиндре не было бы полного давления пара, так как в этот момент расходуются большие силы на ускорение движущихся масс. Не будь предварения выпуска, расширившийся пар в конце хода поршня не мог бы достаточно скоро выйти из цилиндра. Результатом было бы увеличенное противодавление, а следовательно, и потеря работы во время выпуска пара *). Конец выпуска определяется в зависимости от давления пара при впуске и независимо от того, работает ли машина с конденсацией или без конденсации с таким расчетом, чтобы произошло достаточно высокое сжатие. Последнее необходимо для достижения плавности хода и улучшения рабочего процесса (срав. часть I. § 32).

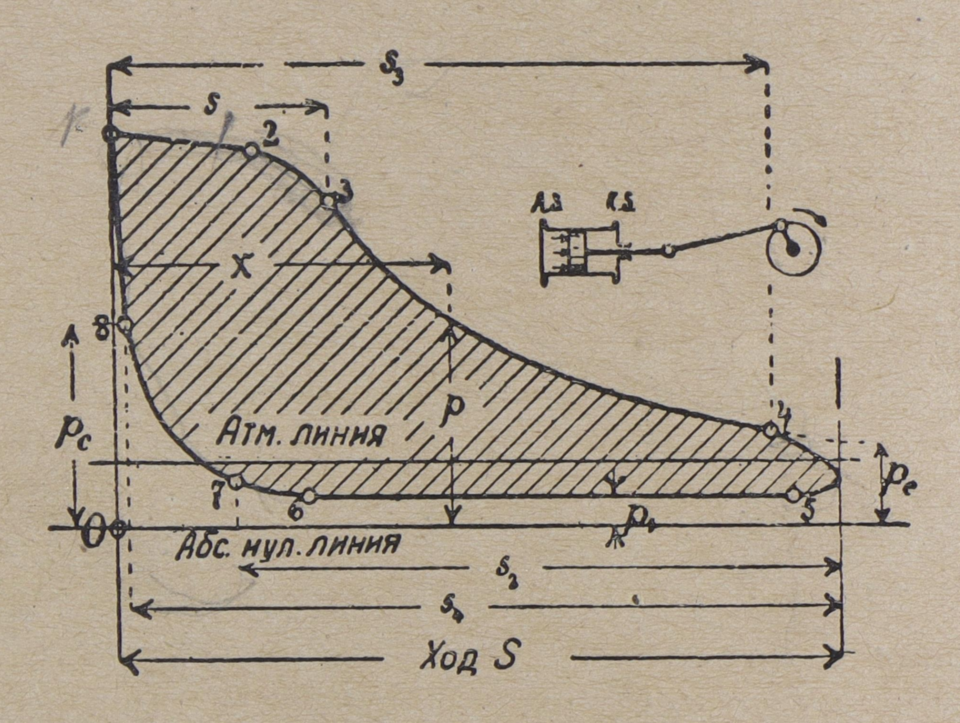
6. Индикаторная диаграмма одноцилиндровой машины **).

Чертеж 7. представляет нормальный вид индикаторной диаграммы одноцилиндровой машины с кон-

*) Срав часть I, § 25, пример II.

**) Сравн. § 6, 28—31 часть 1. К сказанному в этих §§ можно еще добавить, что индикаторная диаграмма должна прежде всего давать картину парораспределения. При допускаемом ныне высоком числе оборотов определение мощности при помощи этой диаграммы не отличается особой точностью.

денсацией. Диаграмма имеет восемь характерных точек 1—8. В промежутке между точками 1—3 происходит впуск пара. Вследствие происходящего при впуске торможения пара, кривая впуска имеет наклон, который тем круче, чем больше удельный вес пара и скорость поршня и чем меньше наполнение. От точки 2 начинает замечаться более сильное торможение, вызванное начинающимся постепенным прикрытием впускного органа. Кривая впуска поэтому падает значительно сильнее и, с большей или меньшей плав-



Черт. 7. Характерные точки индикаторной диаграммы.

ностью, переходит в кривую расширения. Отрезок кривой 2—3 представляет собой соединение кривой впуска и расширения (срав. чертеж 53). В точке 3 впуск пара закончен, впускной орган закрыт и теперь имеет место только расширение пара. В точке 4, т. е. незадолго до конца хода поршня, открывается выпускной орган. Пар с большой скоростью устремляется в конденсатор, у машин без конденсации — в атмосферу*). Давление пара быстро падает до p_1 — про-

*) Срав. часть I, § 25, пример II.

тиводавления при выпуске. На чертеже 7. последнее настает только в точке 5, после перемены хода поршня. Поршень гонит пар к выпускному органу, пока он не закроется. В точке 6 начинает расти противодавление, вследствие постепенного сужения выпускного отверстия. В точке 7 последнее совершенно закрылось, и с этого момента оставшийся в цилиндре пар подвергается сжатию, которое возрастает до точки 8 — момента открытия впускного отверстия. От точки 8 до 1 производится предварение выпуска.

Принято обозначать:

Наполнение в % . . . . $\frac{s_1}{s}\cdot 100,$

Сжатие . . . . $\frac{s_4-s_2}{s}\cdot 100,$

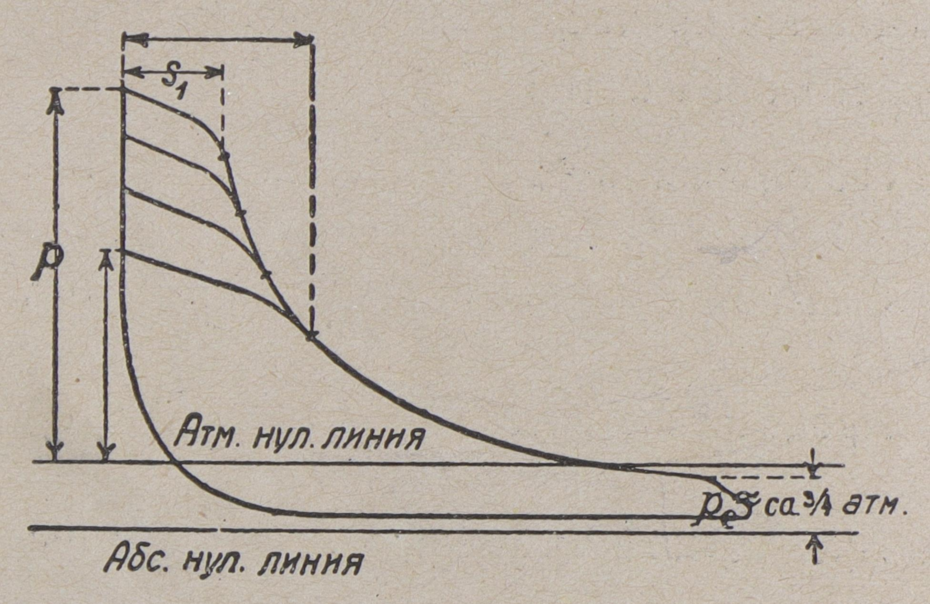
Предварение впуска . . $\frac{s-s_4}{s}\cdot 100,$

Предварение выпуска . . $\frac{s-s_3}{s}\cdot 100.$

Степень наполнения прежде всего зависит от давления пара. На чертеже 8 видно, что при одинаковом конечном давлении расширения, наполнение s_1 тем меньше, чем выше давление p при впуске.

Наполнение следует выбрать такой степени, чтобы работа оказалась возможно экономнее. Чем больше наполнение, тем больше среднее индикаторное давление p, и тем меньше размеры и стоимость машины. Но вместе с этим возрастает давление p_e в конце расширения, так что пар используется не в полной мере. С другой стороны, если дать пару возможность еще более расшириться, т. е. допустить значительное уменьшение p_e , то увеличиваются потери от обмена теплоты. Чем меньше наполнение, тем ниже средняя температура стенок и, следовательно, тем интенсивнее обмен тепла.

При слишком большом расширении машина получается больших размеров и, следовательно, дороже, что вызывает увеличение косвенных эксплуатационных расходов (%% с капитала и амортизация). Поэтому наивыгоднейшее в хозяйственном отношении наполнение на практике устанавливается опытным путем, исходя из существующих цен на топливо. Принято выбирать наполнение таким образом, чтобы конечное давление расширения p_e достигало



Черт. 8. Зависимость наполнения от давления пара

у машин с конденсацией 1—1,2 атм. абс.
„ „ компаунд 0,6—0,8 „ „
„ „ без конденсации 1,2—1,5 „ „ *)

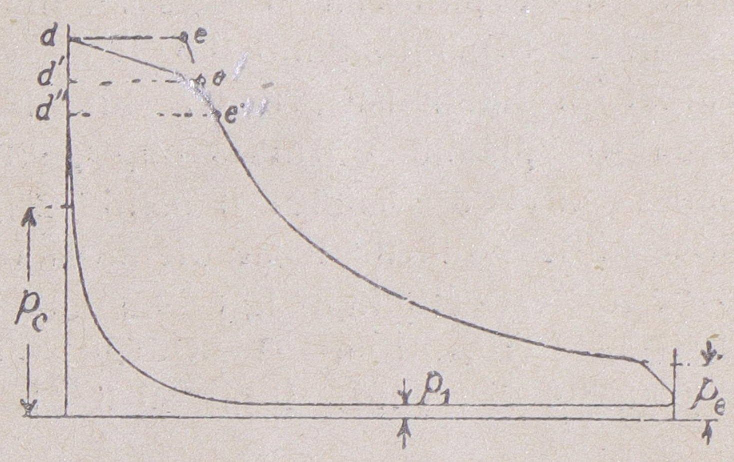
Эти данныя однако надо считать средними, потому что на практике приходится считаться с существующими машинами и прочими условиями, вытекающими из кон'юнктуры данного момента. При высоких ценах p_e в общем принимается выше, для получения меньшей по размерам и более дешевой машины (ср. § 8).

Действительное наполнение определяется положением поршня при закрытом впускном отверстии (точка e'' на чертеже 9). Часто, однако, степенью наполнения считается не $d''e''$, а $d'e'$, где e' есть точка пе-

*) Срав. тоже § 8.

ресечения касательных кривой впуска и расширения. Если продлить последнюю до пересечения с горизонталью из d, то de представляет теоретическое наполнение, т. е такое, каким оно было бы, если бы возможно было устранить потери.

Предварение выпуска должно быть принято тем большим, чем выше число оборотов машины, и чем выше p_e. У машин без конденсации предварение выпуска допускают около 5—10%, у машин с конденсацией — 15—25%, потому что в последних происходит более значительное увеличение об'ема пара. Только у машин с прямым током пара достаточно меньшее предварение выпуска, в среднем — 10%. В машинах без конденсации и в машинах с обратным давлением (на нерабочую сторону поршня) предварение выпуска в 30—40% и больше для уменьшения потерь при незначительной нагрузке. (Срав. § 51).



Черт. 9. Определение наполнения из диаграммы.

Противодавление составляет в

машинах без конденсации . .	1,1—1,5 атм. абс.	
„ „ с конденсацией . .	0,15 - 0,2 „	„

В случае использования отработанного пара для отопления иногда допускается высшее противодавление. Даже у машин с конденсацией p_1 может быть больше, если температура охлаждающей воды высока

Сжатие p_c обыкновенно доводят до 2/3 давления при впуске. В одноцилиндровых машинах с конденсацией оно однако не достигается и едва доходит до 2 атм. абс. Только в машинах с прямым током пара

легко достигается высокое сжатие. Требуемая величина сжатия зависит от величины вредного пространства, а также и от давления при впуске и выпуске. В машинах без конденсации сжатие допускается обыкновенно в 20—30%, в цилиндре высокого давления машины компаунд, в 10—15% и в машинах с конденсацией — в 30—40%. Парораспределение обычно не допускается более 40% сжатия, хотя это и желательно для достижения более высокого конечного давления.

В зависимости от числа оборотов, величины вредного пространства и сжатия предварение впуска составляет обыкновенно 0,5—2%. Эта цифра находится также в зависимости от закона, которому подчиняется открытие органов парораспределения. Предварение впуска бывает и выше 2% при большем вредном пространстве и медленном открывании впускного отверстия. Линией предварения впуска принимается прямая. Подробно о построении кривой расширения и сжатия см. часть 1 §§ 30 и 31.

7. Прямоточные машины.

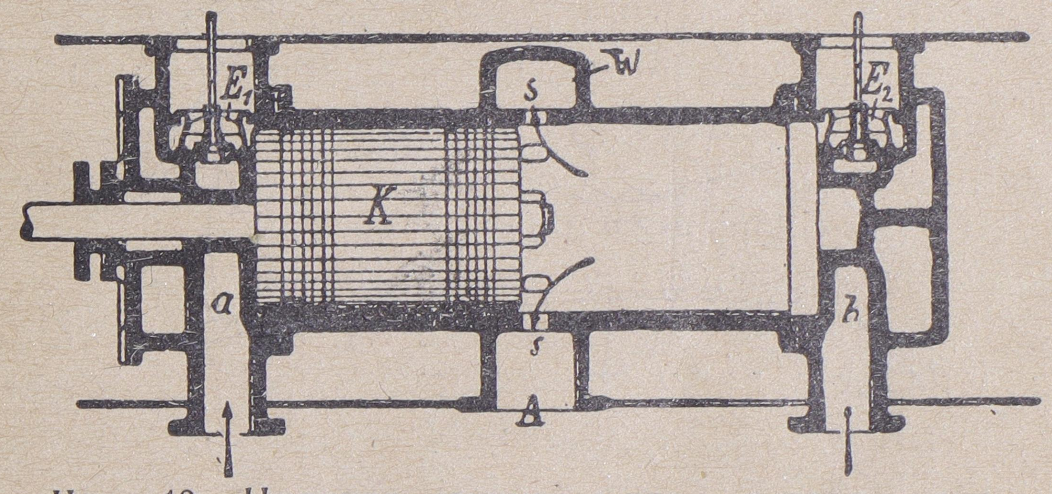
Принцип работы этой машины показан на чертеже 10.

Пар, протекая через крышки *a* и *b*, поступает в цилиндр через клапаны E_1 и E_2, находящиеся в этих крышках. Мятый пар выходит через прорезы *s* в средней части вставного рабочего цилиндра. Оттуда попадает в утолщение *W* и только потом уже выходит через паровыпускной патрубок *A* в конденсатор.

Выпускные прорезы открываются и закрываются рабочим поршнем K. Поршень, выдвигаясь почти на всю длину своего хода, исполняет таким образом роль золотника, причем длина его почти равна ходу. Благодаря тому, что прорезов несколько, пар имеет достаточно просторный выход, что очень важно, так как в данном случае неизбежно большое сжатие. Последнее равно приблизительно 90% всего хода поршня.

Поэтому, во избежание высокого конечного давления требуется большой вакуум и совершенная передача его в рабочий цилиндр. Большой вакуум требует соответственного большого расхода охлаждающей воды.

Название „прямоточная машина" происходит от того, что мятый пар выходит из цилиндра не в обратном направлении, а в том же самом, в каком он вошел в цилиндр. Прямоточная машина с выпуском через прорезы известна уже давно. Выпуск через прорезы в цилиндре и распределение поршнем применялось также в газовых двигателях Эхелгейзером и Кертингом. Проф. Штумф вновь прибегнул к принципу прямого тока в применении к паровым машинам, руководимый желанием заменить компаунд-машину одноцилиндровой.



Черт. 10. Цилиндр машины с прямым током пара.

Главное преимущество машин этого типа усматривается в том, что выпускные окна и все выпускные органы находятся вне пределов наполнения и лежат в средней части цилиндра. Этим достигается уменьшение вредного пространства, приблизительно на $2-2^1/_2{}^0/_0$, и вредных поверхностей. Последнее имеет особо-важное значение, потому что сравнительно большие холодные поверхности выпускного канала и выпускных органов способствуют большему обмену теплоты; благодаря быстрому току выпускаемого пара значительно повышается передача тепла от стенок

к пару. В машинах этого типа происходит хорошее обогревание крышек цилиндра, что также следует отнести к их преимуществам. В конструктивном отношении прямоточные машины отличаются крайней несложностью. Машины этого типа для распределения пара имеют только два органа, тогда как, например, тандем-машина с золотниковым парораспределением таких органов имеет 8. Затем им нужен только один, хотя и более длинный, цилиндр и поршень; кроме того, отпадают промежуточная часть, а также два сальника. Таким образом, прямоточные машины размерами короче равномощных им машин-тандэм, и потому обходятся дешевле, несмотря на то, что механизм получается несколько тяжелее. К числу недостатков прямоточной машины надо отнести более значительную, чем в других машинах, утечку пара от неплотностей, а также более значительные давления в частях кривошипного механизма *).

С целью понизить последние, а также для достижения более благоприятной регулировки — наполнение в машинах этого типа больше, чем в компаунд-машине, т. е. диаметр цилиндра меньше диаметра цилиндра низкаго давления компаунд машины. Это обусловливает, конечно, менее выгодное использование расширения пара.

С целью достичь такой же сравнительно легкости частей кривошипнаго механизма, как у компаунд-машины, предлагали воспользоваться для пуска машины в ход дросселированием пара. Но так как при этом от машиниста требуется большое внимание, то такой способ не рекомендуется. Кроме того, может случиться, что передаточному мехаиизму при внезапной остановке машины (при коротком замыкании и т. п.) придется выдержать полное давление пара.

---

*) Указанные в § 35 части I недостатки одноцилиндровой машины следует отнести тоже и к прямоточной машине.

Прямоточная машина работает выгодно только с конденсатором, что до известной степени приходится отнести к недостаткам этого типа машин. В случае внезапной порчи конденсатора возможно продолжать работу без охлаждения в — силу необходимости большего сжатия, только увеличив от руки или автоматически вредное пространство *).

Увеличение вредного пространства необходимо также для пуска машины в ход. В начале работы вакуума еще нет, а потому, в силу высокого давления сжатия, последнее оказывает большое сопротивление при первых оборотах машины. Поэтому и приходится увеличивать вредное пространство при пуске в ход. Температура пара в прямоточной машине допускается более высокая, чем в компаунд-машине, так как она работает с меньшим наполнением, чем цилиндр высокого давления, и часть теплоты свежего пара идет на обогревание крышек, а поршень остается сравнительно холодным. То явление, что в прямоточной машине ВСЕ падение температуры происходит в ОДНОМ цилиндре не должно вызывать особых опасений, так как в этой машине достигается уменьшение обмена тепла, благодаря значительному отдалению паровыпускных отверстий от паровпускных. Сравнительно холодный же поршень, как будет указано дальше, является недостатком этих машин.

В кругах специалистов происходит оживленный обмен мнений относительно того, насколько высокое сжатие в прямоточной машине является преимуществом или недостатком ее. Разрешение этого вопроса возможно лишь путем опытов **). Во всяком случае установлено, что высокое сжатие в прямоточной машине менее вредно, чем в компаунд-машине, так как у пер-

*) Фирма Л. А. Ридингера, кроме прорезов для выпуска, устроила еще один регулируемый выпускной клапан. Таким образом можно соответственно регулировать сжатие, а также возможно пускать машину в ход с меньшим сжатием.

**) Срав. §§ 32—34 части I.

вой имеются: 1. меньшие вредные поверхности, и 2. интенсивное нагревание крышек. Оба эти явления уменьшают обмен тепла с подвергающимся сжатию паром.

Нагревание крышек у прямоточных машин лучшее, чем у компаунд-машин, так как у последних выходящий пар проходит мимо обогретой крышки и охлаждает ее. С другой стороны, в прямоточной машине мятый пар, устремляясь с большой скоростью к лобовой поверхности поршня, охлаждает ее; поршень охлаждается также конденсатором через паровыпускные окна. Для устранения по возможности потерь, вызываемых холодным поршнем, лобовая поверхность последнего полируется. Полированная поверхность менее теплопроводна и уменьшает, следовательно, обмен тепла между паром и поршнем *).

У крышки, напротив, поверхность оставляют шероховатой. Шероховатость в данном случае играет роль ребер в нагревательных приборах и способствует переходу тепла к рабочему пару. С другой стороны, однако, шероховатая поверхность крышки увеличивает обмен тепла с паром сжатия. Именно в прямоточных машинах нельзя упускать этого из вида, так как в них сжатие пара достигает начального давления, и температура при сжатии может дойти до 600° С.

Приняв все сказанное во внимание, нельзя не согласиться, что введение машин этого типа следует считать прогрессом **). Прямой ток пара позволяет значительно лучше использовать одноцилиндровую машину в термическом отношении, и если расход пара в прямоточной машине вследствие неполного расширения и больше, чем в компаунд-машинах, то зато первые дешевле, и процентное отчисление на затраченный капитал и амортизацию у них меньше, так что потеря до известной степени покрывается.

---

*) В отношении смазки холодный поршень выгоднее теплого.

**) Косвенно это доказывается той борьбой, которую вели конкурирующие фирмы против машин этой новой системы.

Для того, чтобы одновременно использовать преимущество прямоточного принципа и принципа встречного тока пара, строят компаунд-машины, у которых в цилиндре высокого давления пропускаетя встречный, а в цилидре низкого давления прямой ток пара. Этот способ, применяемый также и в локомобилях, особенно выгоден в больших машинах, так как в этом случае, вследствие необходимости больших паровыпускных окон, цилиндр низкого давления снабжается четырехседалищным выпускным клапаном. Однако, эти клапаны скоро теряют в гнездах свою плотность.

8. Расчет одноцилиндровой машины.

Внутренний диаметр цилиндра и ход поршня вычисляются на основании той индикаторной диаграммы, которой предварительно задаются, или вернее сказать, которую желают осуществить в машине. Чем выше конечное давление расширения и число оборотов в минуту, тем меньше по об'ему может быть цилиндр, и тем дешевле обходится машина. С другой стороны, при слишком высоком p_e, согласно § 6, получается плохое использование пара. При увеличении числа оборотов выше известного предела, увеличивается и расход пара, ибо с увеличением n возрастает процентуально и вредное пространство. Это происходит оттого, что об'ем паропроводов получается приблизительно таким же, как у машин с нормальным числом оборотов, а расстояние между крышкой и поршнем в мертвом положении едва ли может быть взято меньше, чем при нормальном числе оборотов.

При определении размеров машины следует принимать в расчет не только ее покупную стоимость, но и стоимость ее эксплуатации. При высоких ценах на топливо процентное отчисление на затраченный капитал и на амортизацию отступают на второй план, т. е. машине дают несколько большие размеры для того, чтобы полнее использовать расширение пара. При

этом, однако, нельзя заходить с расширением так далеко, как при компаунд-машине, иначе чрезмерно увеличится и потеря от обмена тепла, и выступят более ярко другие невыгоды. *).

Наинизшим пределом p_e для машин без конденсации можно принять 1,2—1,5 атм. абс., с конденсацией — 1—1,2 атм. абс. **). При нынешней дороговизне нельзя допускать в расчетах таких запасов, как ранее, и потому в настоящее время, как нормальная мощность, принимается гораздо большая величина, чем раньше; ясно, что при этом степень допускаемой перегрузки — ниже. Индикаторная диаграмма чертится согласно указаниям в § 6. Принимая в расчет падение давления в перегревателе и трубопроводе, давление при впуске считают на 0,5 атм. меньше давления в котле. Определив затем планиметром площадь диаграммы, а по ней — индикаторное давление p_i, согласно § 7 части I, получим

$$N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot u_m}{75} \text{ ЛС},$$

где F средняя полезная площадь поршня в кв. сантиметрах. При $\eta_m = 0{,}90$ получается полезная работа

$$N_e = \eta_m \cdot N_i = 0{,}9 \frac{F \cdot p_i \cdot u_m}{75} \text{ Л.С.}$$

Из этой формулы вычисляется F. Если поршневой шток проходит только через одну крышку, то к вычисленному сечению цилиндра следует прибавить половину поперечнаго сечения поршневого штока. Таким образом находим диаметр цилиндра d. Средняя скорость поршня u_m определяется из отношения

$$u_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60}.$$

Число оборотов в минуту обыкновенно выбирают в пределах 120—200. Чаще всего принимают $n = 150$.

---

*) Срав. часть I, § 25.

**) Величина p_e определяет и наполнение, если дано давление при впуске (срав. чертеж 8).

Ход нормальной машины принимают $s = 1,5$ до $2\,d$ в машине с числом оборотов более $160 s = 0,9-1,3\,d$. Обыкновенно u_m допускают между 2—4 метрами. При небольших машинах допускают низший предел, при больших — высокий. У больших паровых машин с длинным ходом u_m достигает в некоторых случаях и 5 метров.

Среднее индикаторное давление p_i, при 11—12 атм. давления при впуске по манометру и при конденсации, обыкновенно равно 2,6—2,9 кгр./кв. см., без конденсации — 2,3—2,6 кгр./кв. см. Эти данныя относятся к нормальной нагрузке. При максимальной нагрузке $p_i = 3-3,3$ кгр./кв. см. Если при нормальной нагрузке p_i превосходит 3 кгр./кв. см., то это доказывает, что машина дешевая, т. е. расчитанная на минимальную перегрузку. Приведенный способ расчета подходит и к прямоточным машинам; приходится только в виду более высокого сжатия и более значительной длины поршня, принять механический коэффициент полезного действия η_m несколько ниже, чем у машин со встречным током пара.

Об'ем хода машин можно вычислить и без индикаторной диаграммы, смотр. § 14, пример. II.

III. Многоцилиндровые машины.

9. Конструкции.

В прежнее время компаунд-машины строились на 50—60 лош. сил, теперь же, с применением перегретого пара они строятся для мощностей не менее 100 Л. С. Благодаря применению перегрева многократное расширение потеряло свое значение (срав. часть I §§ 34 и 35). В настоящее время принцип компаунд применяется только в локомобилях малой мощности (срав. § 61). В прочих же случаях машины с двойным расширением строятся до 1500 Л. С. и выше. Для мощностей свыше 1000—1500 Л. С. по большей части применяются паровые турбины.

Машины двойного расширения строятся обыкновенно в виде тандэм-машин, реже — в виде сдвоенных машин. Хотя компаунд-машины (с двумя кривошипами) и имеют преимущество в большей равномерности хода, так как кривошипы расположены один по отношению к другому под углами от 90^0 до 120^0, тем не менее постройка их по сравнению с тандэм-машиной, имеющей только один кривошипный механизм и одну раму, обходится дороже.

Тандэм-машина строится теперь обыкновенно таким образом, что Ц. Н. Д. непосредственно укреплен на раме. Это расположение, помимо улучшения внешнего вида машины, имеет то преимущество, что передача теплоты к раме и параллелям, а вместе с тем и лучеиспускание теплоты, становятся меньше, чем при расположении впереди Ц. В. Д. Кроме того, при расположении Ц. В. Д. сзади, уменьшается вредное влияние тепловых расширений. И, наконец, находящийся впереди Ц. Н. Д. можно соединить с рамой одним большим фланцем, который плотно охватывает раму; при таком устройстве сальник цилиндра высокого давления более доступен наблюдению. Однако, при расположении Ц. Н. Д. впереди, извлечение поршня становится более затруднительным. Машины с тройным расширением встречаются в настоящее время только на судах (срав. часть I. § 35).

10. Парораспределение и индикаторная диаграмма компаунд—машины.*)

Теоретическую форму ранкинизированной диаграммы мы видим на чертеже 11. Давление p_a при выходе из Ц. В. Д. является в то же время давлением при входе в Ц. Н. Д. На практике, под влиянием различных причин, диаграмма значительно уклоняется от теоретической формы (срав. чертеж 47 части I).

*) Срав. часть I § 35, а также примечание к § 6 этой части.

В цилиндре высокого давления допускают обыкновенно в конце расширения небольшое падение давления mn, и, кроме тогс, при переходе пара в цилиндр низкого давления, происходит еще некоторая потеря давления. Благодаря такому уменьшению давления в Ц. В. Д. имеют место, вследствие неполного расширения, некоторые, хотя и незначительные, потери. Однако, площадь mnk совершенно не соответствует величине потери. Последняя гораздо меньше, потому что уменьшение давления, как и всякое явление торможения, влечет за собой осушение или даже перегрев пара. Последнее же улучшает работу пара в цилиндре низкого давления (срав. часть I § 25 глава 4).

Допустив такой скачек в давлении (уменьшение давления), мы тем самым получаем возможность влиять на парораспределение в машине компаунд. Благодаря падению давления mn увеличивается наполнение Ц. Н. Д., и за счет работы низкого давления увеличивается в свою очередь работа высокого давления. Таким образом, скачком давления можно с одной стороны значительно изменять поршневые давления, а с другой — отношение температур, благодаря чему достигается уменьшение об'ема Ц. В. Д. с v до v_1, а кроме того от уменьшения давления в ресивере, давление сжатия в Ц. В. Д. получается меньше.

Еслн диаграмма высокого давления оканчивается острием, то сейчас же можно достигнуть уменьшения давления, увеличив наполнение Ц. Н. Д., или повысив слегка сжатие в Ц. В. Д.*) Если же диаграмма цилиндра высокого давления образовывает как бы петлю, то это устраняется или уменьшением давления в ресивере, или соответственным увеличением наполнения Ц. Н. Д.

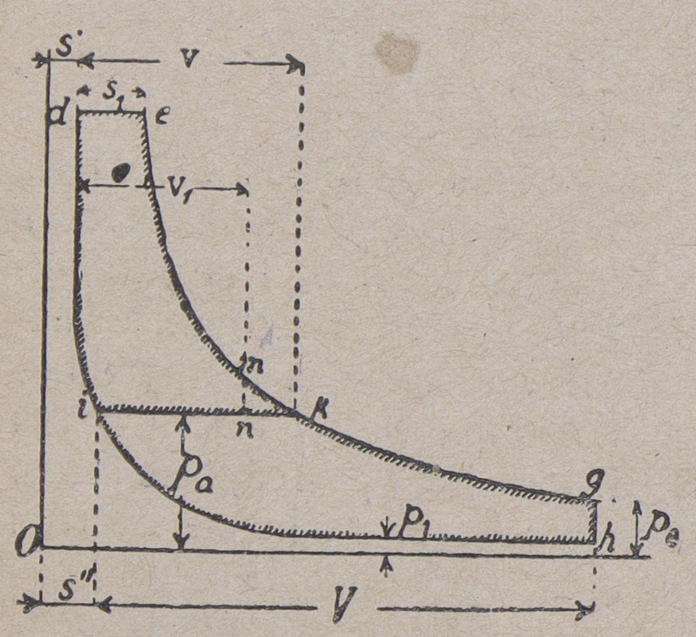
Надо заметить, что уклонение от обычного парораспределения не вызывает ухудшения в использова-

*) Повышение сжатия обусловливает большее наполнение цилиндра высокого давления.

нии пара, ибо придерживаясь всех современных конструктивных правил мы не всегда можем удовлетворить основным термодинамическим требованиям (срав. Z. d. V. d. I. 1912 стр. 107)

Наполнение Ц. В. Д. равно отношению $s_1 : v$ и сотв. $s_1 : v_1$ и то же для Ц. Н. Д. будет $ik : V$. Взяв отношение величины наполнения Ц. В. Д. к об'ему цилиндра низкого давления, получим приведенное наполнение $s_1 : V$.

Если в компаунд-машине изменяется наполнение s_1 Ц. В. Д. то наполнение ik Ц Н. Д. остается тем же (черт. 11) Поэтому для последнего не нужен регулятор, даже несмотря на желательность быстрой регулировки машины, так как достаточно, чтобы с изменением наполнения цилиндра высокого давления изменялось соответственно и наполнение цилиндра низкого давления, что достижимо в том случае, когда давление в ресивере при всех нагрузках будет оставаться постоянным.



Черт. 11. Теоретическая форма диаграммы машины двойного расширения.

Обыкновенно Ц. Н. Д. имеет парораспределение, установленное на постоянное расширение, регулируемое просто от руки. Правила выбора опережения впуска и выпуска, а также и сжатия см. § 6.

11. Отношение об'емов цилиндров.

Отношение об'емов цилиндров высокого и низкого давлений, соответствующих одному ходу, можно установить приблизительно при помощи теоретической

диаграмы (чертеж 11). Допустив падение давления *m n*, получим отношение об'емов цилиндров $v_1 : V$, а если диаграмма высокого давления оканчивается острием, то $v : V$.

В том случае, когда не нужно придерживаться цилиндров определенных размеров, то их выбирают так, чтобы оба они давали приблизительно одну и ту же рабочую мощность.*) Обычно отношение об'емов цилиндров у машин с конеденсацией бывает от 1 : 2,5 до 1 : 3. При работе без конденсации, когда, например, отработанный пар может быть использован, отношение об'емов выбирается соответственно меньшим.

В тех случаях, когда работа производится с промежуточным отводом пара, надо брать другое отношение об'емов. При отводе перегретого пара из ресивера наполнение цилиндра низкого давления уменьшается, и соответственно значительно возрастает наполнение цилиндра высокого давления (ср. часть I, § 43).

При промежуточном отводе пара отношение об'емов, в зависимости от размеров промежуточнаго отвода бывает равно 1 : 2, а при длительном большом отводе и при работе со свободным выпуском доходит даже 1 : 1,5.

12. Об'ем ресивера.

Об'ем ресивера зависит от величины пространства между выпускными органами Ц. В. Д. и впускными органами Ц. Н. Д. Если бы об'ем ресивера был бы бесконечно велик, то кривая выпуска пара из Ц. В. Д. и соответственно впуска пара *i k* в Ц. Н. Д. (чертеж 11) получилась бы в виде горизонтальной прямой, т. е. давление в ресивере оставалось бы постоянным. При конечной величине ресивера вышеупомянутые кривыя, как видно из чертежа 12 и 13, уклоняются от горизонтального направления тем больше, чем меньше ресивер.

*) В прежних машинах для насыщенного пара, для уменьшения падения теплоты, обращали внимание на возможно одинаковое падение температуры в цилиндрах.

В интересах быстрого регулирования машины об'ем ресивера, согласно § 35, части I, должен быть по возможности меньше. Поэтому довольствуются обыкновенной перепускной трубой. Общий об'ем ресивера соответствует тогда приблизительно об'ему Ц. Н. Д. за один ход поршня. У локомобилей с промежуточным перегревом трубы перегревателя обыкновенно представляют собой одновременно и ресивер.

Собственно говоря, у тандэм-машины и у компаунд-машины с кривошипами под 180° об'ем ресивера мог бы быть равен нулю. В противоположность этому для компаунд-машины с кривошипами под углом в 90° или 120°, нужен ресивер с вполне определенным об'емом, иначе до впуска в Ц. Н. Д. пар в Ц. В. Д. будет сжиматься. В таком случае на чертеже 13 кривая de совпала бы с кривой расширения bd.

13. Построение индикаторной диаграммы многоцилиндровой машины.

Построение диаграммы для цилиндров высокого и низкого давления производится с помощью кривой хода поршня.*) Установив приблизительно, при помощи теоретической диаграммы (чертеж 11), приведенное наполнение $s_1 : V$ и отношение об'емов цилиндра, поступаем следующим образом:

1. Метод для тандэм-машины: Наносим на горизонтальной прямой (чертеж 12), соответственно об'емам цилиндра за один ход, вредные пространства и об'ем ресивера, сохраняя размеры их в масштабе. Строим половину окружности кривошипа и делим ее на некоторое число одинаковых частей. Тогда мы получим, согласно § 16, линию пути поршня. Вычерчиваем теперь под этой кривой индикаторную диаграмму, хотя бы, например, цилиндра высокого дав-

*) Срав. § 16. Этот метод предложен Цейнером и Шретером. См. „Z. d. V. d. J.“ 1884 стр. 191 и 1890 г. стр. 553.

ления. Кривая наполнения s_1 получится путем умножения уже известного из теоретической диаграммы (чертеж 11) значения приведенного наполнения на $\frac{V}{v}$. Кривая расширения bd, в случае перегретого пара, строится как политропа относительно точки O. В точке d паровыпускное окно Ц. В. Д. уже открыто и соединено с ресивером *). Так как поршень цилиндра низкого давления стоит на мертвой точке, то этот цилиндр должен быть открыт. Следовательно, в этом положении цилиндр высокого давления, ресивер и вредное пространство цилиндра низкого давления соединены между собой. На диаграмме пути поршня эти пространства представлены отрезком горизонтальной прямой v_1. При обратном движении поршня об'ем занимаемый паром увеличивается, потому что об'ем описываемый поршнем в Ц. Н. Д. больше такового же в Ц. В. Д. Следовательно, пар одновременно расширяется в Ц. В. Д., ресивере и Ц. Н. Д., и так как пар уже насыщен, или только слабо перегрет, то за кривую расширения можно принять равностороннюю гиперболу. Ее надо построить по точкам. Если давление пара в точке d положить равным p_1, то давление пара при произвольном положении поршня будет равно $p = \frac{p_1 \cdot v_1}{v}$ Отсюда же можно вычертить линию de.

В точке e Ц. Н. Д. закрывается, следствием чего является сжатие пара в Ц. В. Д. и в ресивере. В точке f давление снова равно давлению в точке d. Теперь закрывается Ц. В. Д., чтобы затем, при ближайшем соединении с ресивером, иметь с ним одинаковое давление, после чего в Ц. В. Д. начинается сжатие.

Чтобы определить точки f и e, мы исходим из конечной точки сжатия g; g определяется опережением

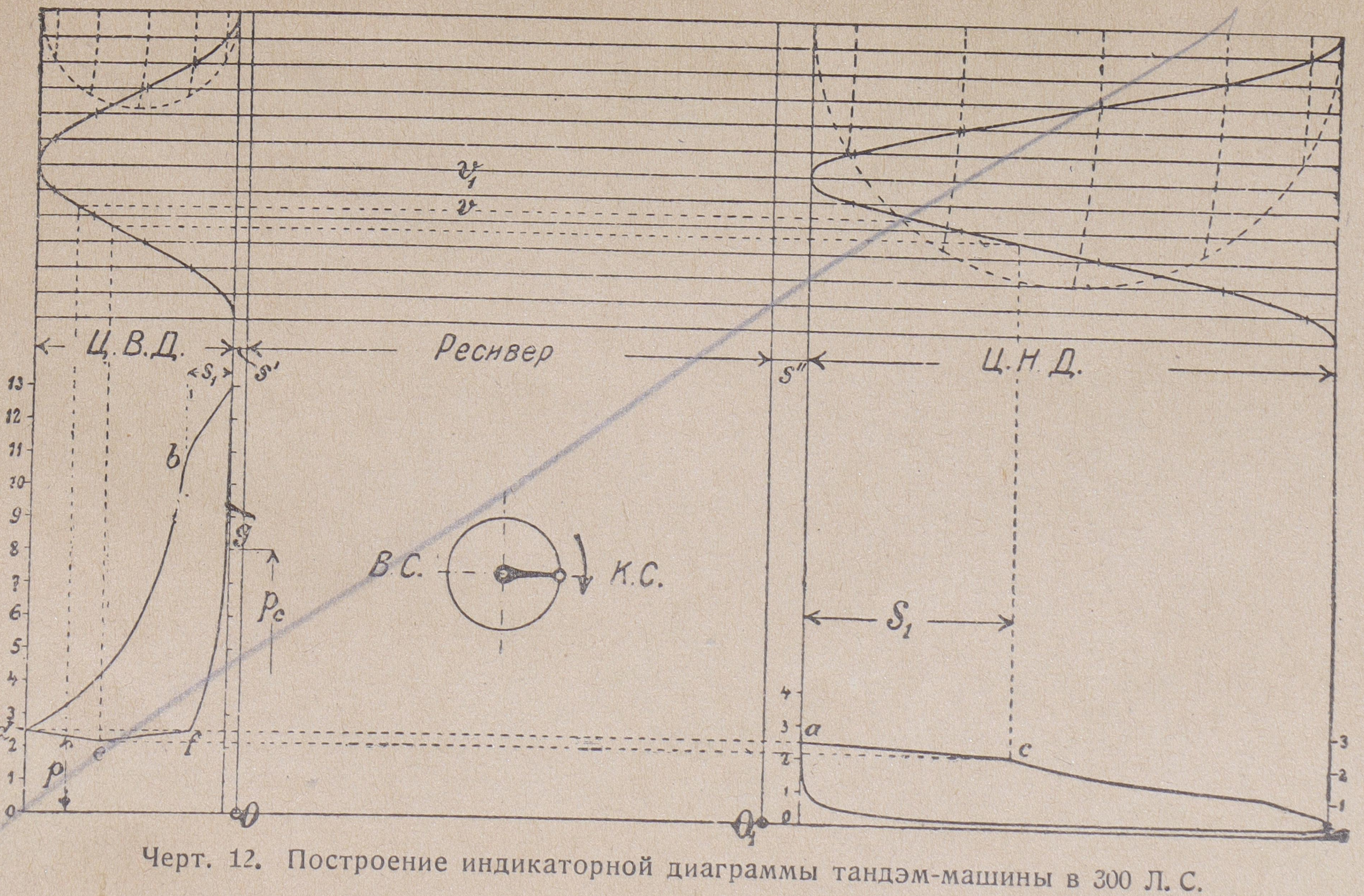
*) На черт. 12 и 13 предполагается, что диаграмма Ц. В. Д. имеет острие. Обыкновенно (согласно § 1) допускают небольшое падение давления, приблизительно $^1/_2$ - $^3/_4$ атм.

впуска и возрастанием pc. Строя от точки 0 кривую сжатия gf, получим в точке пересечения ее с горизонталью, проведенной через точку f, как место пересечения кривой gf с горизонталью, проходящей через d. Точка e получается в месте пересечения найденной кривой de с кривой сжатия ef. Последняя строится для точки O_1, как равносторонняя гипербола.

Теперь перейдем к построению диаграммы низкого давления. От d до e оба цилиндра сообщены друг с другом и имеют одинаковое давление. Пользуясь поэтому линией пути поршня и перенося кривую de в диаграмму низкого давления, получим кривую впуска пара ac и наполнение S_1. От точки c дальнейшее построение диаграммы низкого давления производится уже известным способом (сравн. § 6). Кривыя расширения и сжатия в точке O_1 строятся как равносторонние гиперболы.

Когда дело касается компаунд-машины с кривошипами под 180^0, то поступают таким же образом. Только при вычерчивании диаграммы низкого давления надо принять во внимание, что в этом случае совместно работают одинаковые стороны цилиндров.

2. Метод для компаунд-машины с кривошипами под 90^0. Кривошип цилиндра высокого давления опережает кривошип цилиндра низкого давления. Линия пути поршня строится согласно черт. 13. До точки d диаграмма Ц.В.Д. совпадает с таковой для тандэм-машины. Но в точке d цилиндр низкого давления еще не открыт. Поэтому двигающийся назад поршень Ц.В.Д. сжимает в последнем и в ресивере пар до точки e, в которой открывается впускное отверстие Ц.Н.Д. (предварение впуска). Кривая de строится для точки O, как равносторонняя гипербола. Теперь в обоих цилиндрах происходит общий процесс. Но так как поршень Ц.Н.Д. имеет меньшую скорость, чем поршень Ц.В.Д., то кривая ef в начале поднимается. Отрезок кривой ef снова определяется



Черт. 12. Построение индикаторной диаграммы тандэм-машины в 300 Л. С.

вычислением, причем начальным состоянием являются давление и об'ем в точке *e*.

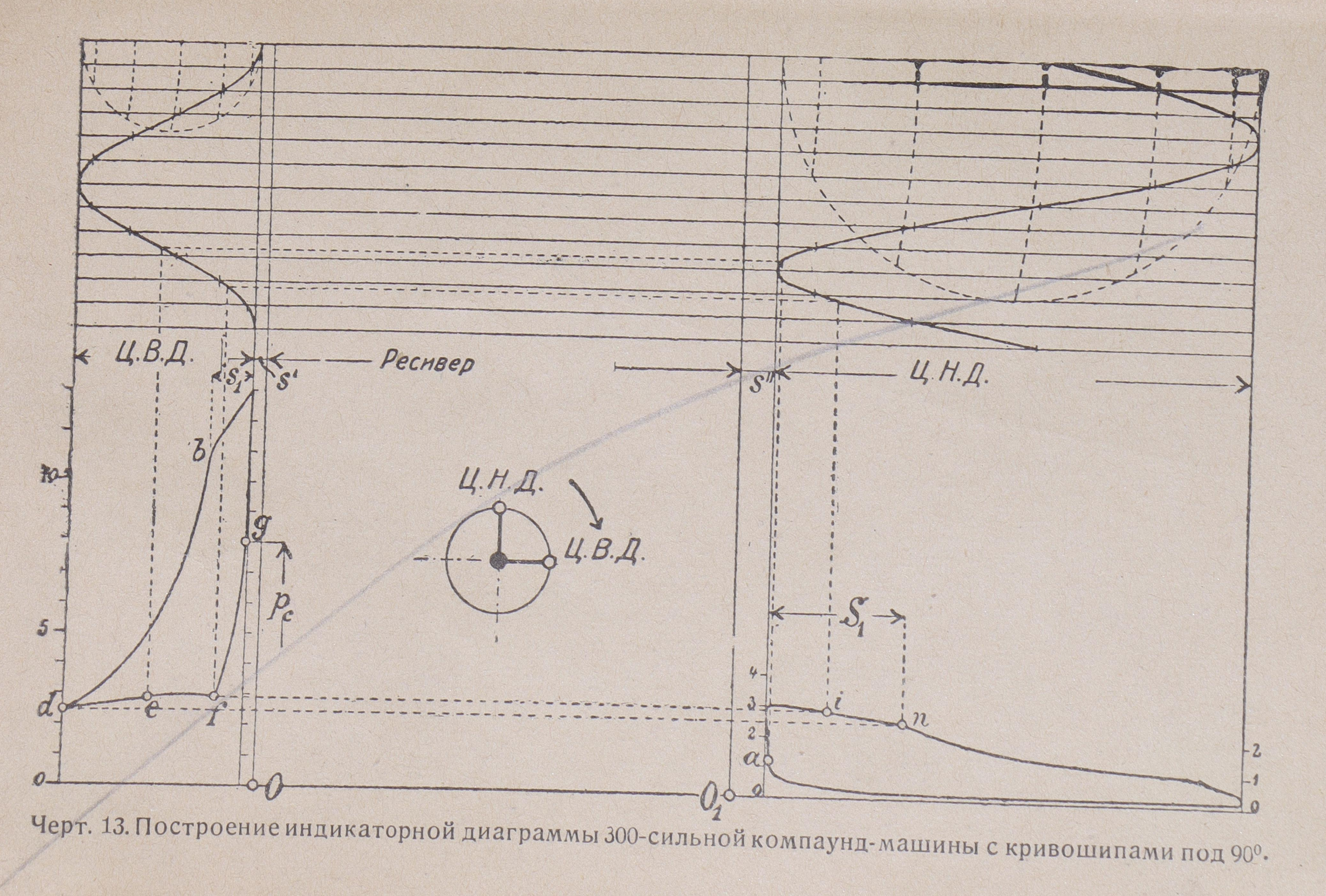
Точка *f*, в которой закрывается Ц. В. Д., и начинается сжатие, определяется по прежнему, как точка пересечения с кривой сжатия *gf*, построенной обратно для точки *O*.

Перенося теперь при помощи линии пути поршня кривую *ef* на сторону низкого давления, получим линию *ai*. От точки *i* начинается расширение в ресивере и Ц. Н. Д.; кривая расширения *in* строится для точки *O*, как равносторонняя гипербола. Точки *n* и *d* лежат на одной высоте, потому что при последующем ходе поршня перетекающий в ресивер пар, будет иметь снова то же самое давление. Это требование определяет вместе с тем наполнение Ц. Н. Д. От точки *n* диаграмма Ц. Н. Д. строится уже известным способом.

Обе диаграммы (черт. 12 и 13) вычерчены при одинаковых условиях; срав. пример I в след. §. Вследствие конечной величины об'ема реснвера наполнение Ц. Н. Д. бывает различно, в тандэм-машине оно равно 39, 7%, в компаунд-машине 28, 6%. Разница тем больше, чем меньше об'ем ресивера. Чем меньше выбирают последний, тем ниже лежит у тандэм-машины (черт. 12) точка *e*, но тем более низкому давлению соответствует больший об'ем пара и большее наполнение Ц. Н. Д. В компаунд-машинах наполнение Ц, Н. Д не зависит от об'ема ресивера.

При условии постоянства об'ема ресивера наполнение Ц. Н. Д. для тандэм — и компаунд — машин также постоянно и не зависит от наполнения Ц. В. Д.

Поэтому в машинах с многократным расширением нет надобности в регуляторе для Ц. Н. Д., а достаточно ограничиться парораспределением, дающим постоянное расширение. На практике, однако, это нигде не применяется. Гораздо чаще в Ц. Н. Д. устраивают органы впуска регулируемые от руки.



Черт. 13. Построение индикаторной диаграммы 300-сильной компаунд-машины с кривошипами под 90°.

14. Расчет многоцилиндровых машин.

Мощность компаунд-машины, если не считаться с влиянием вредного пространства, равна мощности одноцилиндровой машины цилиндр которой равен Ц. Н. Д., а наполнение соответствует приведенному наполнению. Поэтому можно принять, что вся работа пара совершается в цилиндре низкого давления, и рассчитать последний, согласно § 8, как цилиндр одноцилиндровой машины. Только p_e надо взять здесь меньше, приблизительно равным 0, 6—0, 8 атм. абс., в зависимости от полноты конденсации. При высоких ценах на топливо, в зависимости от обстоятельств, можно дойти до 0,4 — 0,5 атм. абс. Свободный выпуск у компаунд-машины, согласно § 59, допускается лишь в специальных случаях *).

Расчет производится следующим образом: начертив ранкинизированную диаграмму (черт. 11), определяем затем кривую наполнения S_1 уже известным путем, а именно — обратным построением кривой расширения от точки g. Деля горизонтальной линией ik диаграмму так, чтобы получились две приблизительно равные площади, находим, что $deki$ будет диаграммой Ц. В. Д., а $ikgk$ диаграммой Ц. Н. Д. Определив затем площадь всей диаграммы и разделив ее на длину V диаграммы низкого давления получим среднее давление. Ранее было сказано, что действительная диаграмма меньше теоретической, поэтому полученное среднее давление надо помножить на степень наполнения, 0,8 — 0,9 **).

Установленное таким образом среднее давление соответствует тому значению p_i, каким оно получае-

*) Как например, у паровозов, у которых невозможна установка конденсатора; в этом случае, однако, выпуск пара в трубу оправдывается получением в топке необходимой сильной тяги (конус). Прим. Ред.

**) В части I § 35 степень наполнения указана несколько меньше, потому что там в диаграмму не вошло сжатие, т. е. диаграмма больше.

тся, имея в виду машину в действительности. Теперь остается только вычислить размеры цилиндра низкого давления. Так как обыкновенно ход поршня в Ц. В. Д. равен ходу поршня в Ц. Н. Д., то полезные поверхности поршней относятся между собой, как длины диаграмм, т. е. $\frac{f}{F} = \frac{v}{V}$. Этим же мы определяем одновременно и размеры Ц. В. Д. В предыдущем мы принимали условно об'ем ресивера бесконечно большим, что однако в действительности не бывает. Кривая ik, являющаяся кривой выпуска для Ц. В. Д. и соответственно кривой наполнения для Ц. Н. Д. имеет поэтому вид не горизонтальной прямой; ее форма зависит главным образом от об'ема ресивера и размещения кривошипов *).

Вышесказанное обстоятельство вместе с влиянием сжатия обусловливает изменение в распределении работы между двумя цилиндрами. При известном навыке становится нетрудным подобрать соответственное распределение работ, деля диаграмму на черт. 11 так, чтобы верхняя площадь была несколько больше нижней, или наоборот. Но вместе с тем получается, однако, и несколько иное отношение об'емов цилиндров.

Точку O на черт. 11 всегда можно подобрать так, что определяемый ею об'ем вредного пространства (s' и s'') будет более или менее соответствовать действительному. И если бы получились даже значительные отклонения, то достаточно было бы строить кривыя сжатия и расширения обоих диаграмм $deki$ и $ikgh$ просто нз разных нулевых точек. Кривую расширения для Ц. В. Д. чертят, как политропу, причем, чем выше температура пара, тем большим выбирается средний показатель степени расширения. Так как в данном случае мы имеем дело обыкновен-

*) Это ясно видно из диаграмм на черт. 12 и 13, построенных для одинаковых размеров цилиндров и равных соотношений давлений,

но с насыщенным паром, то кривая расширения для Ц. Н. Д. может быть построена как равносторонняя гипербола.

После того, как приблизительно установлено наполнение и отношение об'емов цилиндров, для установления более точных размеров цилиндров можно при помощи линии пути поршня, вычертить диаграмму цилиндров высокого и низкого давлений.

ПРИМЕР I. Положим, требуется рассчитать компаунд-машину с конденсацией при нормальной мощности $N_e = 300$ Л. С.

Число оборотов машины $n = 150$, давление при впуске равно 12 атм. и температура перегретого пара $= 300^0$ С.

Каковы необходимые размеры цилиндра?

Выбрав $p_e = 0,7$, $p_1 = 0,17$, соответственно среднему давлению в конденсаторе 0,09 атм. абс., получим при построении теоретической диаграммы (черт. 14) наполнение $\frac{s_1}{V} = 0,084$ и отношение об'емов цилиндров приблизительно 2,66.

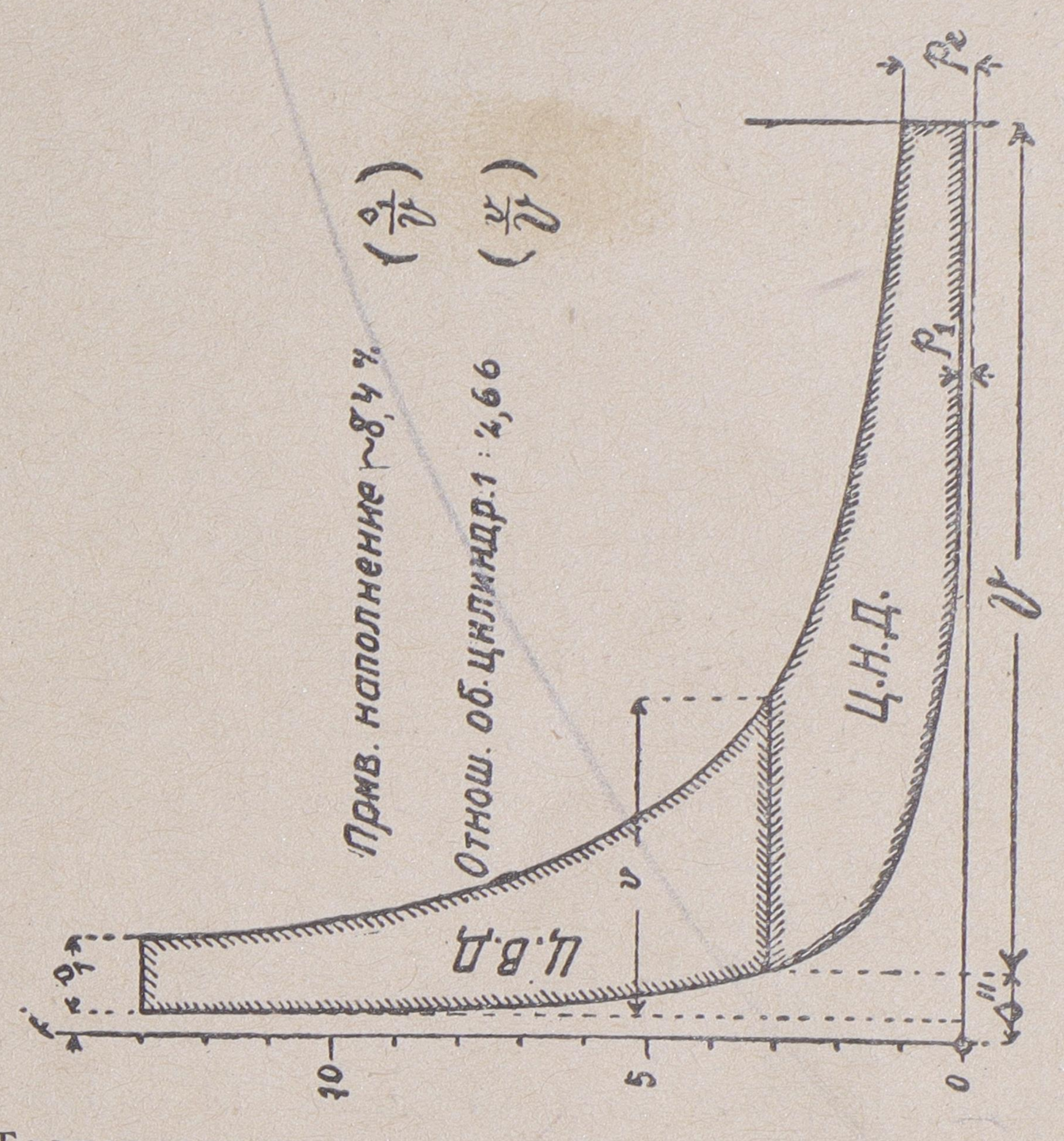
Предположив вредное пространство у цилиндров высокого и низкого давления для каждого в $7^0/_0$, и об'ем ресивера — равным об'ему, описываемому поршнем в цилиндре низкого давления, строим затем диаграммы, (черт. 12 и 13), при помощи линии пути поршня. В данном случае мы не будем определять размеры цилиндров при помощи теоретической диаграммы.

На чертеже 12, относящемся к тандэм-машине, наполнение Ц. В. Д. — $22,2^0/_0$ а Ц. Н. Д. — $39,7^0/_0$ и приведенное наполнение $\backsim$ $8,4^0/_0$ *)

Среднее давление в Ц. В. Д. определяем планиметром и находим 3,75 атм. Относя его к Ц. Н, Д., получим 1,41 атм. Среднее давление диаграммы низ-

*) Эти наполнения соответствуют точке пересечения кривых впуска и расширения; действительное наполнение цилиндра поэтому несколько больше.

кого давления будет равно 1,49 атм. Приняв во внимание потерю давления пара при переходе его из цилиндра высокого давления в цилиндр низкого давления, найдем, что действительно p_i равно только 0,9 среднего давления, т. е., среднее индикаторное давление в Ц. Н. Д. будет $0{,}9 \cdot 1{,}49 = 1{,}34$ атм. Следова-



Черт. 14. Теоретическая диаграмма машины двойного расширения

тельно, полное давление, отнесенное к Ц. Н. Д. равно 2,75 атм. Оно будет соответствовать действительному среднему индикаторному давлению машины. Тогда при $S = 0{,}85\ D$ и $\eta m = 0{,}91$ находим полезную площадь поршня, равную 3280 кв. см. Прибавив к этому 63,6 кв. см. на сечение сквозного поршневого штока диаметром 90 мм., получим сечение цилиндра в 3343,6 кв. см., соответственно чему внутренний диаметр цилиндра будет 65,25 см. Округлив последнее число на $D = 650$ мм, получим ход поршня $S = 550$ мм., а внутренний диаметр Ц. В. Д. найдем из отно-

шения $\frac{d_2 \pi}{4} = \frac{D^2\pi}{4 \cdot 2,66}$, откуда $d = 400$ мм. Подставляя эти округленные числа получим:

Средняя скорость поршня $u_m = \frac{2 \cdot 0,55 \cdot 150}{60} = 2,75$ м

Полезная площадь поршня Ц. Н. Д.

$F' = 3318,31 - 63,62 = \ldots\ldots$ 3254,69 кв. см.

Средняя полезная площадь поршня Ц. В. Д.

$F'' = 1256,64 - 31'81 = \ldots\ldots$ 1224,83 кв. см.

Отношение об'емов цилиндров . . . . 1 : 2,657

Мощность в Ц.Н.Д. $N'_i = \frac{3254,69 \cdot 1,34 \cdot 2,75}{75} = 159,8$ Л. С.

Мощность в Ц.В.Д. $N''_i = \frac{1224,83 \cdot 3,75 \cdot 2,75}{75} = 168,3$ Л. С.

Общ. индикаторная мощн. $N_i = N'_i + N''_i = 328,1$ Л. С.

Полезная мощн. $N_e = \eta_m \cdot N_i = 0,91 \cdot 328,1 = 298,6$ Л. С-

Производя расчет таким же образом для компаунд-машины с двумя кривошипами, получим, согласно чертежу 13, при том же наполнении Ц. В. Д., наполнение Ц. Н. Д. только в 28,6%, по сравнению с тандэм-машиной, для которой имеем 39,7%. Среднее индикаторное давление в Ц. В. Д. будет равно 3,43 атм. (приведенное давление — 1,29 атм.), а в Ц. Н. Д. — 1,39 атм., причем на потерю давления при переходе из Ц. В. Д. в Ц. Н. Д. взята та же величина, как и при тандэм-машине. Таким образом общее $p_i = 2,68$ атм.

Следовательно, получаем

Мощность в Ц. В. Д. $\frac{1224,83 \cdot 3,43 \cdot 2,75}{75} = 154,0$ Л С.

Мощность в Ц. Н. Д. $\frac{3254,69 \cdot 1,39 \cdot 2,75}{75} = 165,8$ Л. С.

Общая индикаторная мощность . . . . . 319,8 Л. С.

Полезная мощность . . . . 291,0 Л. С.

Разница при вычислении общего среднего давления p_i и общей мощности получается вследствие не-

точностей при построении и планиметрировании диаграммы. Так как полное расширение в обоих машинах одно и то же, то при одинаковом ηm, мощности также должны быть равны. Действительная общая мощность, при наполнении Ц. В. Д. в 22,2%, могла бы лежать приблизительно по средние, т. е. $N_e = 295$ Л. С И чтобы получить 300 Л. С., наполнение должно быть несколько большее 22,2%.

Необходимо принять во внимание, что распределение мощности в тандэм-машине другое, чем в компаунд-машине. В первой мощность Ц. В. Д. превосходит мощность Ц. Н. Д. В компаунд-машине как раз наоборот. На это различие оказывает влияние конечный об'ем ресивера. Чем меньше об'ем последнего, тем большей становится разница и, следовательно, тем больше диаграмма Ц. В. Д. у тандэм-машин будет загибаться книзу, и, наоборот, у компаунд-машин — кверху. Это, как уже было сказано выше, принимается во внимание при разделении теоретической диаграммы, для чего у тандэм-машины линию раздела чертят несколько выше, а у компаунд-машины — несколько ниже.

Если хотят достичь в компаунд-машине одинакового распределения мощности, без изменения отношения цилиндров, то это становится возможным только при допущении небольшого падения давления в Ц. В. Д.*) Благодаря такому падению давления работа в Ц. В. Д., как уже было сказано выше, увеличивается за счет работы в Ц. Н. Д.

Как видно из диаграммы на черт. 12 и 13, сжатие в Ц. В. Д. при одинаковом конечном давлении $p_i = 8$ атм., бывает различны. В тандэм-машине мы имеем 16,5% сжатие, а в компаунд-машине с двумя кривошипами — только 14,5%, потому что у последней начальная точка f сжатия лежит выше.

---

*) Соответственно ранее сказанному, на чертеже 12 и 13 было принято, что диаграмма Ц. В. Д. имеет острие.

Если, как в диаграммах на черт. 12 и 13, так и в теоретической диаграмме на черт. 14, конечное давление p_e получается больше принятого прежде, то это происходит потому, что в этих диаграммах не была учтена потеря давления при переходе пара из Ц. В. Д. в Ц. Н. Д. Эти потери были приняты во внимание только при вычислении. Поэтому конечная точка расширения лежит в действительности ниже, чем как это показано на диаграмме.

Пример II. Определить размеры паровой машины, вычисленные в предыдущем примере, без построения индикаторной диаграммы.

В тех случаях, когда нужно быстро определить соответствующие размеры имеющегося цилиндра, или когда требуется проверить, соответствуют ли действительные размеры машины гарантированным, построение диаграммы может отнять слишком много времени. В этих случаях поступают следующим образом:

Задаются определенным расходом пара в машине и вычисляют помощью удельного об'ема пара тот его об'ем, который он занимает в конце расширения и, таким образом, находят об'ем описываемый поршнем.

Согласно части I § 40, расход пара на 1 индикаторную Л. С./час.

$$D_i = \frac{632,3}{H \cdot \eta_g}.$$

В данном случае из диаграммы JS получается, что адиабатное тепловое падение $H = 202$ ЕТ. Принимая термодинамический конффициент полезного действия η_g для заданных температур и давлений равным 70%, получим $D_i = 4,47$ кгр.

Израсходованное в час весовое количество пара будет

$$G = N_i \cdot D_i = \frac{V}{v},$$

где V обозначает часовой об'ем описанный поршнем, и v — удельный об'ем пара в конце расширения.

Из этого отношения и определяется необходимый часовой об'ем, описываемый поршнем цилиндра низкого давления, именно:

$$V = v \cdot N_i \cdot D_i.$$

Предположив адиабатическое расширение, найдем с помощью энтропийных таблиц для даннаго примера p_e равным 0,7 атм. и $v = 2{,}25$ кб. м.*) Поэтому

$$V = 2{,}25 \frac{300}{0{,}91} 4{,}47 = 3316 \text{ кб. м.}$$

Выразив V в размерах цилиндра, получим

$$V = 2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot 60 = 2 \cdot \frac{d^2\eta}{4} \cdot s \cdot n \cdot 60,$$

где d и s выражены в метрах. Полагая снова $s = 0{,}85\ d$, найдем

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}85 \cdot n \cdot 60}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3316}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}85 \cdot 150 \cdot 60}} = 0{,}651 \text{ м.}$$

Это значение d приблизительно соответствует значению найденному в последнем примере. Округлив это число снова на 650 мм., получим длину хода $s = 085 \cdot 650 = 550$ мм. Взяв теперь еще отношение об'емов цилиндров, получим размеры цилиндра высокого давления. При этом выбирают, как наиболее часто встречающееся, отношение об'емов в пределах между 1 : 2,6 и 1 : 3. Если отношение об'емов взято слишком малым, то Ц. В. Д. получается немного маловат. Однако, это нетрудно исправить, отказавшись от острия на диаграмме Ц. В. Д. и допуская некоторое падение давления.

Так как в только что приведенном расчете не было принято во внимание вредное пространство, то для определенных D_i и p_e размеры цилиндра будут

*) В действительности, расширение в машине не происходит по адиабате. Однако, как показывают тепловые диаграммы, состояние пара в конце расширения приблизительно соответствует таковому в идеальной машине.

немного велики. Следовательно, производя расчет таким способом мы будем иметь скорее избыток, чем недостаток.

Таким образом, если хотят проверить при предложении машины, не слишком ли хороши предлагаемые гарантии то, так как V, D_i и N_i известны, вычисляют удельный об'ем пара v. Нанося затем адиабату в JS-диаграмме и спустившись до искомого v определяют давление в конце расширения p_e. Если последнее будет слишком большим, то можно заключить, что было гарантировано слишком малое потребление пара, или, говоря другими словами, предлагается очень малая машина. Этим спсобом можно быстро сравнивать различные предложения на поставку машин.

IV. Кривошипный механизм и маховик.

15. Введение.

Задачей кривошипного механизма, состоящего из крейцкопфа, шатуна и кривошипа (мотыля) с валом, является превращение прямолинейного, поступательного взад и вперед движения поршня во вращательное. Так как внешние силы механизма, действующие на кривошип за время одного оборота, колеблются в пределах от нуля и до некоторого максимума, то для достижения равномерного вращательного движения необходимо снабжать машину маховиком. В виду того, что выравнивающее действие маховика совершается за счет накопленной в нем живой силы, ход машины получается тем равномернее, чем больше и тяжелее маховик.

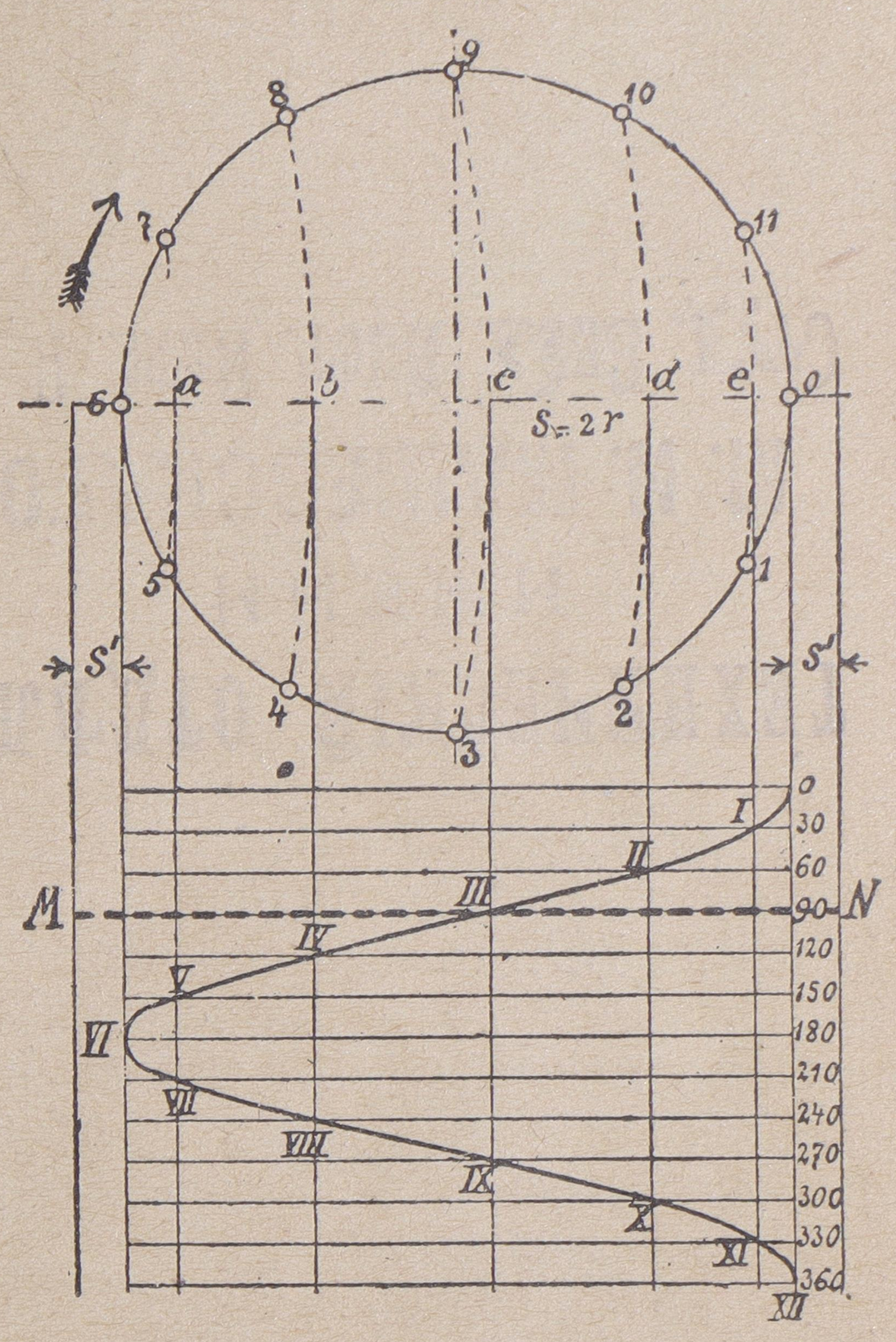
16. Линия пути поршня.

Линией пути поршня называется такая кривая, абсциссами которой являются пути самого поршня, а

ординатами соответствующие им времена (т. е. соответственно положениям кривошипа, или его угловым перемещениям). Этой кривой пользуются при построении диаграммы компаунд-машины (срав. § 13). Вычерчивается линия пути поршня, согласно черт. 15, следующим образом:

Делят круг кривошипа на некоторое число равных частей, наприм., 12.

Определяют соответствующие положения поршня в точках *a*, *b*, *c*, *d*, *e* и проектируют последние на горизонтальные прямыя, проведенные друг от друга на произвольных, но одинаковых, расстояниях. Точки пересечения *I-II* . . . . . лежат на линии пути поршня. Эта кривая дает возможность быстро определять положения поршня, соответственно различным положениям кривошипа, и наоборот.

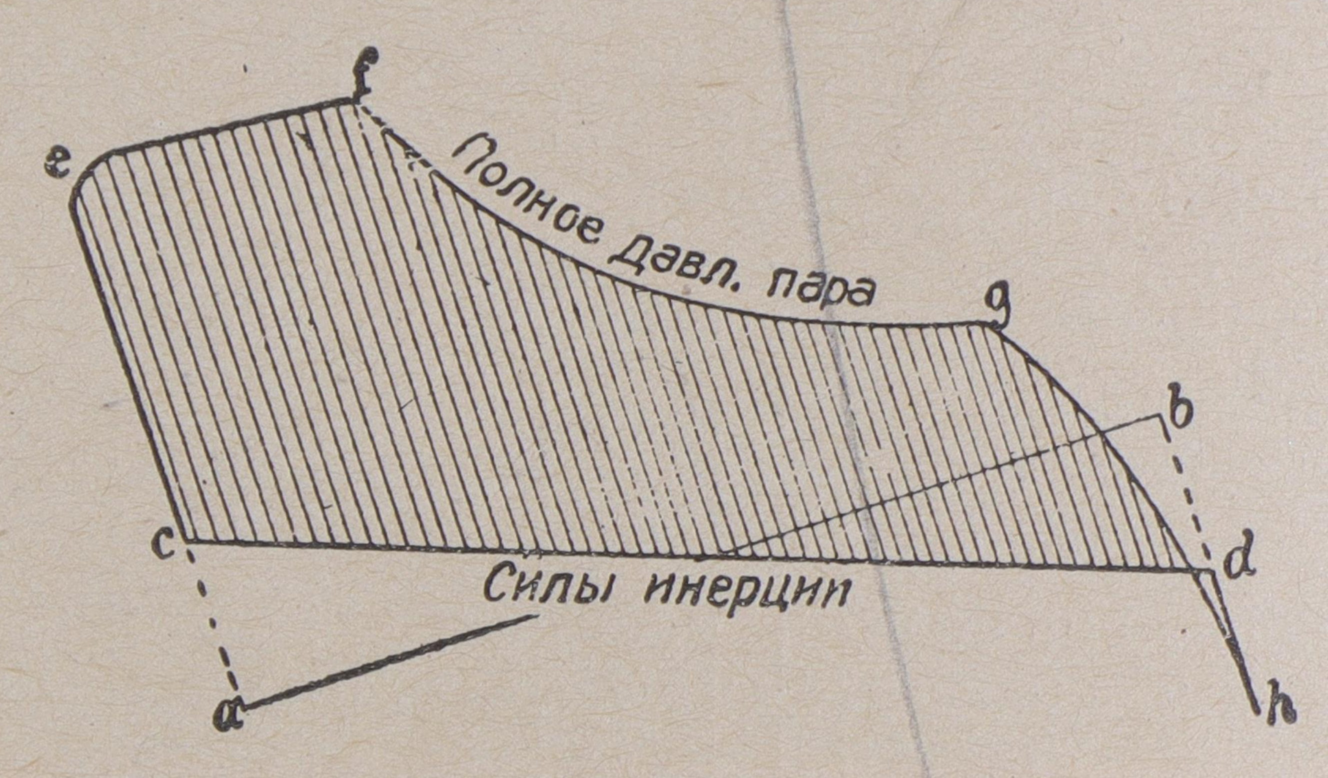


Черт. 15. Построение линии пути поршня.

Если с обоих сторон хода поршня *s* отложить отрезки s^1, соответствующие вредным пространствам, то линия пути поршня превращается в диаграмму об'емов. Так, например, при положении кривошипа в точке 3, прямыя *III M* и *III N* будут определять об'емы, лежащие вправо и влево от поршня.

17. Давления в кривошипном механизме. Диаграмма касательных давлений.

Работа, передаваемая в единицу времени на кривошип как это видно из самой индикаторной диаграммы, бывает различна. Втечение первой половины хо-



Черт. 16. Давления в кривошипном механизме.

да поршня машина развивает больше работы, чем во второй половине хода, поэтому и на кривошип передается соответственно большая работа.

Принимая во внимание силы инерции масс кривошипного механизма, мы убедимся, что эта разница в работах получается несколько меньшей, что происходит от влияния сил инерции, как бы выравнивающих давления на кривошип.

И если в первой части хода поршня силы инерции вычитаются из равнодействующих давлений пара, то зато во второй — наоборот — прибавляются. Для получения действительной величины рабочего давления в механизме остается лишь просто определить длины перпендикуляров между кривой равнодействующих давлений пара и кривой сил инерции (черт. 16).

Давление, производимое на палец кривошипа в горизонтальном направлении, соответствует рабочему давлению в этот момент. Если разложить это давление на две составляющие — по касательной и по

радиусу, то первая представит касательное давление, т. е. ту часть рабочего давления, которая заставляет кривошип двигаться. Откладывая пути, проходимые кривошипом, в виде абсцисс, а соответствующие им касательные силы в виде ординат, получим диаграмму касательных давлений (черт. 17), называемую также кривой вращательных сил.

Диаграмма касательных давлений является до некоторой степени, как бы индикаторной диаграммой, отнесенной к кривошипу. Ее площадь соответствует работе пара, поэтому эта площадь такой же величины, как и соответствующая площадь индикаторной диаграммы *).



Черт. 17. Диаграмма касательных давлений.

18. Плавность и равномерность хода машины.

Для достижения спокойного и равномерного хода машины необходимо, чтобы перемена давления в кривошипном механизме совершалась постепенно и почти перед мертвыми точками **). Поэтому давление сжатия в конце хода поршня должно быть больше инерции масс механизма, т. е., в диаграмме касательных давлений ординаты должны быть незадолго до конца хода поршня равны нулю, или стать отрицательными.

Так как силы инерции в быстроходных машинах больше, чем в тихоходных, то первые требуют и соответственно больших сжатий.

Влияние сил инерции масс механизма на фундамент в больших быстроходных машинах должно, по

*) Работа, употребленная в первой половине хода поршня на ускорение масс, отдается во второй обратно.

**) Сравн. Z. d. V. d. J. 1912 г. стр. 836 и 841.

возможности, устраняться противовесом на кривошипах. У меньших машин ограничиваются устройством противовесов на маховике. Но так как поместить на кривошипах противовесы необходимой величины весьма трудно, то их делают обыкновенно меньше, чем того требует теория. Наилучшее уравновешивание масс движущего механизма достигается в двухцилиндровой машине при помощи самого механизма, размещением кривошипов под 180^0 и расположением цилиндров по возможности ближе друг к другу (как например, у локомобилей).

Как видно из диаграммы касательных давлений, действующая на кривошип сила вращения колеблется между нулем и некоторым максимумом, в то время, как преодолеваемое сопротивление обычно имеет постоянную величину. Поэтому окружная скорость пальца кривошипа не постоянна.

Отношение наибольшего отклонения скорости к средней скорости за время одного оборота дает представление о степени неравномерности хода. Это отношение называется степенью неравномерности:

$$\delta_s = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{средн.}}$$

Чем равномернее должен быть ход машины, т. е. чем меньше должно быть δ_s, тем больше должна быть масса маховика. Как средние значения степени неравномерности, можно принять *):

Для насосов и режущих машин	1 : 25
„ мастерских	1 : 40
„ мукомольных мельниц	1 : 50
„ прядильных станков (низкие номера пряжи)	1 : 60
„ „ „ „ „ (высокие номера пряжи)	1 : 100
„ динамо-машин (для освещенея)	1 : 150 до 1 : 300

*) Электрики вместо степени неравномерности δ_s вводят по большей части раскачивающий момент GD^2. Раскачивающий момент легко определить из уравнений следующего параграфа.

19. Маховик и его расчет.

Назначение маховика — выравнивать ход машины. Получаемый в известные промежутки времени избыток работы накопляется в маховике, в виде живой силы. На чертеже 17 избыток работы изображается площадями, лежащими выше линии сопротивления. В основу расчета маховика кладется наибольший избыток работы (на чертеже 17 дважды заштриховано). Чем больше переданная кривошипу работа превосходит работу сопротивления, тем большую работу ускорения должен принять маховик и передать ее в период уменьшения скорости кривошипу.

Но маховик имеет еще и другое назначение; он должен помогать инерцией своей массы устранять замедления в процессе регулирования. Если, например, машина внезапно перегружается, то регулятор, вследствие инерции своей массы, не может быстро исполнить свое назначение, и наполнение поэтому становится вначале недостаточным. Другими словами, втечение времени, необходимого для процесса регулирования, в машину подводится меньше энергии, чем необходимо. Поэтому, если бы маховик не был достаточно тяжел, то скорость машины уменьшилась бы, и наоборот. Из этих же соображений применяют маховики в машинах и без кривошипного механизма (турбинах).

Массу маховика можно определить из формулы

$$A = \frac{1}{2} M \, (v^2_{\max} - v^2_{\min}) = M \, v^2 \, \delta_s \quad *)$$

где A обозначает наибольший избыток работы в мкгр. δ_s — степень неравномерности, M — массу и v — среднюю окружную скорость на ободе маховика в м./сек. Из вычисленной таким образом массы приблизительно только 0,9 ее приходится на обод маховика, так как спицы, в свою очередь, тоже увеличивают мо-

*) Так как в действительности приходится иметь дело с упругими телами, пружинящими под действием давлений механизма, то действительная степень неравномерности будет меньше, чем вычисленная по этому уравнению.

мент инерции. Поэтому действительный вес обода маховика может быть вычислен следующим образом:

$$G = 0{,}9 \cdot 9{,}81 \cdot M = 8{,}83\ M.$$

При беглыых подсчетах вес обода маховика, может быть определен без построения диаграммы касательных давлений, из формулы.

$$G = \frac{c\,N_e}{\delta_s n v^2}$$

Здесь N_e обозначает полезную мощность в Л. С., n — число оборотов в минуту, v — среднюю окружную скорость на ободе маховика в м/сек., δ_s — степень неравномерности и c — некоторую постоянную величину, которую полагают для одноцилиндровых и тандэм-машин $c = 7000$, а для компаунд-машин $c =$ 2500 до 4000.

Радиус маховика приблизительно может равняться 5 — кратному радиусу кривошипа. Но при чугунных маховиках ни в коем случае нельзя допускать окружную скорость более 30 м/сек.

Если бы не было спиц, то под влиянием центробежной силы обод маховика испытывал бы только разрывающие напряжения. Благодаря же спицам присоединяются еще изгибающие усилия, увеличивающие напряжение обода почти в три раза.

Спицы, под влиянием центробежной силы подвергаются разрывающим усилиям, а вследствие сообщаемых им моментов, еще и изгибу. При расчете на изгиб полагают, что момент воспринимается половиной числа спиц, которых бывает по большей части 6—8. Общее напряжение для чугуна допускают в пределах до 100 кг/кв. см.

Обычно маховики снабжаются приспособлением для вращения машины вручную. Последнее в одноцилиндровых тандэм-машинах служит главным образом для установки кривошипа в положение, удобное для пуска. Кроме того, это приспособление облегчает

установку парораспределения и испытание некоторых частей машины — не пропускают ли они пар.

Поворотное приспособление у малых машин действует от руки, у больших же — при помощи маленькой паровой машины.

V. Парораспределительные механизмы.

20. Общие требования,

К парораспределительному механизму относятся не только органы непосредственно действующие на струю пара (золотники, клапаны), но и вообще весь механизм, включительно до эксцентрика и регулятора. В следующих параграфах речь будет итти только о парораспределении в узком смысле, т. е. о парораспределяющих органах и их приводных механизмах.

Органы парораспределения во время работы должны обладать по возможности наилучшим уплотнением. Наибольшим уплотнением обладают цилиндрические золотники с пружинящими уплотняющими кольцами и клапана. Этим органам возможно придавать такие формы, что изнашивание, а также возможное перекашивание под давлением пара и вследствие высокой его температуры, не оказывают влияния на уплотнительную способность парораспределительных органов, а если и влияют, то весьма незначительно.

Материалом для парораспределительных органов служит чугун, и реже, литая сталь. Красная медь употребляется для изготовления золотников только в исключительных случаях, и то только для работы насыщенным паром.

Поперечные сечения проходов в парораспределительных органах и паропроводах должны быть рассчитаны так, чтобы не происходило больших потерь от торможения. Сечения каналов определяются из формулы

$$f = \frac{F \cdot u_m}{w} \text{ кв. см,}$$

где F обозначает полезную площадь поршня в см.^{2} u_m — его среднюю скорость и w — среднюю скорость пара в каналах Скорость в каналах, по большей части, выбирают так, чтобы $w = 30 — 40$ м/сек. Высшая рабочая скорость пара при 5-кратной длине шатуна равна приблизительно 1,6-краткой. При этом, однако, не приняты во внимание потери давления и температуры при впуске пара.

Поперечное сечение каналов в органах парораспределения берется обыкновенно меньше полученного из формулы, т. е. пару дают большую скорость (70—100 м.) для возможного уменьшения размеров клапанов и золотников. Опытом установлено, что чем меньше размеры парораспределительных органов, тем лучшее достигается уплотнение, и, следовательно, тем меньшими получаются потери от неплотностей, но зато при этом увеличиваются потери от торможения. Последнее, однако, не имеет особенного значения, потому что перегретый пар испытывает при движении, меньшие сопротивления чем пар насыщенный.

Небольшие размеры парораспределительных органов выгодны еще потому, что при этом уменьшается сила, необходимая для их движения.

В клапанных машинах, при теперешнем высоком числе оборотов и применении осевых регуляторов, стремятся к возможно меньшему под'ему клапана. Последнее же обусловливает большие диаметры клапанов, или выбор четырехседалищных клапанов.

Для уменьшения обмена теплоты вредное пространство, как по об'ему, так и по поверхности должно быть, по возможности, мало. В виду этого, а также во избежание больших поперечных сечений паровых каналов, рекомендуется допускать в них наибольшие скорости.

Если машина с конденсацией должна по временам работать со свободным выпуском, то необходимо устройство таких приспособлений, которые позволя-

ли бы быстро изменять величину сжатия (переставляемые эксцентрики, кулаки и т. п.).

При всяком хорошем парораспределении необходимо стремиться к тому, чтобы противодавление на регулятор было, по возможности, меньше и не вызывало никаких изменений в его колебаниях. При клапанном парораспределении противодавление бывает больше всего в момент под'ема клапана.

В настоящее время стремятся к наибольшему возможному упрощению парораспределения. С увеличением числа оборотов, употреблявшиеся прежде, кинематически часто очень сложные, парораспределения должны были исчезнуть. Теперь признано, что судить о машине на основании более или менее красивой диаграммы нельзя, а необходимо руководствоваться лишь исключительно основными требованиями теплотехники.

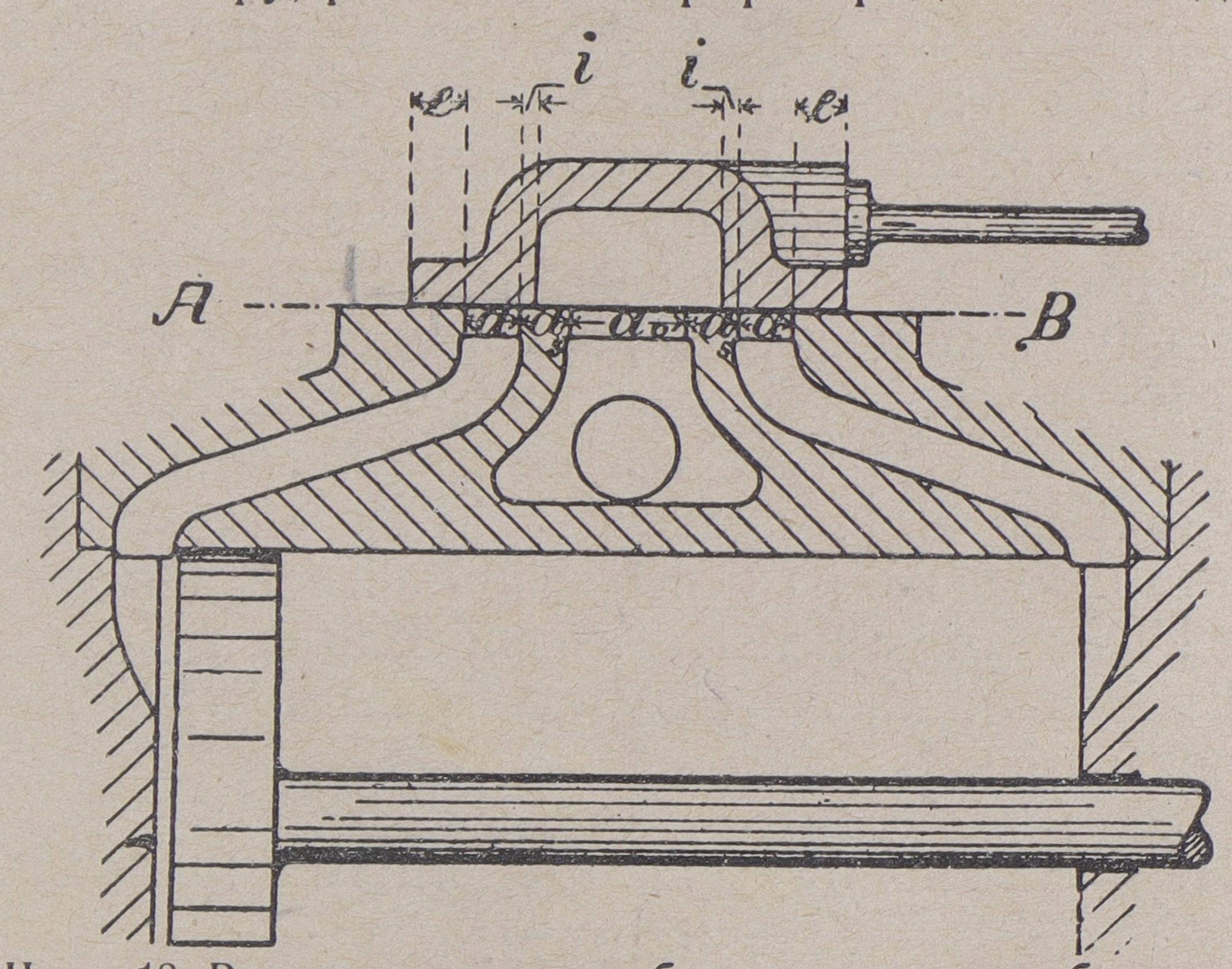
21. Системы парораспределительных механизмов.

В настоящее время, как уже было указано раньше, применяется исключительно парораспределение с отсечкой, причем об'язательным условием является возможность регулирования степени расширения.

Различают следующие виды парораспределительных органов: 1) простое золотниковое парораспределение с постоянным расширением, 2) золотниковое парораспределение с переменным расширением, 3) клапанное парораспределение и 4) парораспределение с поворотными золотниками. В то время, как при золотниковом парораспределении, паровые каналы перекрываются золотником, при клапанном парораспределении они закрываются при опускании клапана на его гнездо. Первые пригодны поэтому для большого числа оборотов. При коробчатом золотнике (черт. 18) четыре перекрывающие кромки соединяются по две для впуска и выпуска пара.

Коробчатый золотник является поэтому простейшим парораспределительным органом.

В зависимости от количества каналов, подводящих пар к цилиндру, различают парораспределение с двух-



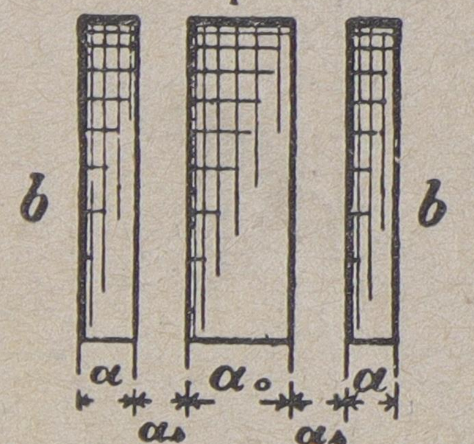
Черт. 18. Разрез цилиндра с обыкновенным коробчатым золотником.

кратным и четырехкратным током пара. К последнему, прежде всего, относится клапанное парораспределение.

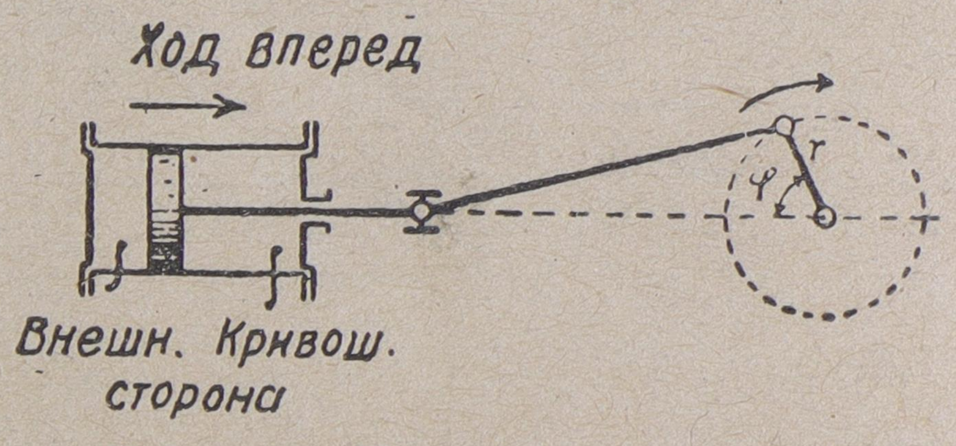
22. Простое золотниковое парораспределение.

Введение.

При золотниковом парораспределении, как показывает чертеж 19, паровой канал имеет прямоуголь-



Черт. 19. Золотниковое зеркало.



Черт. 20. Машины с правым ходом.

ную форму. Золотник перекрывает канал своим ребром, параллельным ребру канала. По большей ча-

ти, один и тот же канал служит для впуска и выпус-
а пара (черт. 18). Условимся считать в дальней-
цем, что кривошип находится вправо от цилиндра, со-
тветственно чертежу 20, и вращается направо, т. е.
о направлению часовой стрелки. Затем под криво-
шипной стороной будем понимать ту, на которой на-
одится ближайшее к кривошипу паровое простран-
тво, и внешней стороной ту, которой соответствует
даленное от кривошипа паровое пространство.

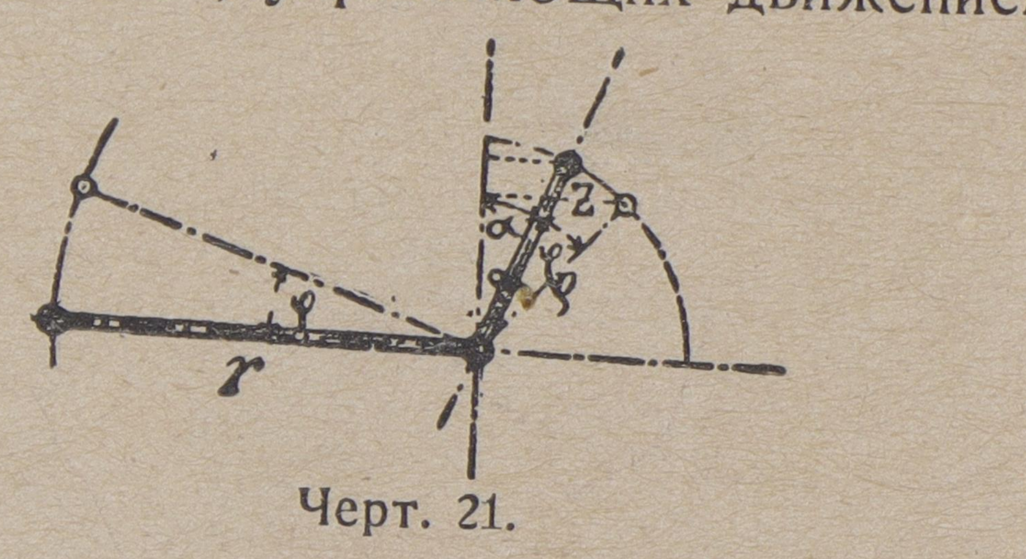
Обозначив согласно черт. 18 — 22

— ширину впускных окон,
— ширину выпускного окна,
— длину этих окон,
— толщину простенков,
— внешнюю перекрышу (отсечку впуска),
— внутреннюю перекрыша (отсечку выпуску),
— эксцентриситет, т. е. центральный радиус эксцентрика,
— линейное опережение, т. е. открытие окна в мертвой точке; когда говорят о выпускном канале, то подразумевают внутреннее опережение,
— радиус кривошипа,
— угол опережения; если α отрицательно, то его называют углом запаздывания,
— перемещение золотника из среднего положения.

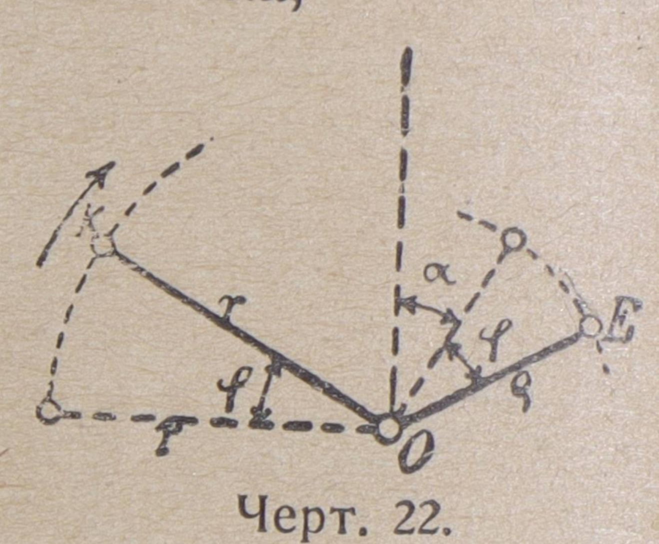
Чтобы золотник вполне открывал впускное окно,
ксцентриситет ρ должен быть, по крайней мере, равен
$+a$. Обыкновенно $\rho > e+a$.

Когда поршень находится в мертвой точке, то,
огласно вышесказанному, впускное окно должно
ыть немного открыто. Обыкновенно придают $v =$
— 5 мм. Одновременно с этим внутренняя отсека-
щая кромка золотника открывает другое окно (опе-
ежение выпуска). Поэтому эксцентрик не может
меть общего направления с кривошипом, а должен,
ак показывает рис. 21, опережать кривошип на угол
$^{0} + \alpha$.

Так как эксцентриситет ρ по отношению к длине эксцентриковой тяги весьма мал, то поэтому полагают обыкновенно длину последней бесконечно большой. Это значительно упрощает исследование законов, управляющих движением золотника,



Черт. 21.



Черт. 22.

Перемещение золотника из среднего положения получается тогда, согласно черт. 22, из формулы

$$z = \rho \cdot \sin (\alpha + \varphi),$$

где φ обозначает произвольный угол положения кривошипа. Для мертвой точки $\varphi = 0$, тогда имеем

$$z = \rho \cdot \sin \alpha = e + v.$$

Таким образом, имеется возможность определять положение золотника при любом угле φ кривошипа. Более наглядное и простое представление дает однако графический способ, почему этот способ и предпочитают аналитическому.

Для графического исследования движения золотника пользуются или золотниковой диаграммой Цейнера, или же диаграммой Мюллера-Рело. Ниже будут описаны обе эти диаграммы. Однако в дальнейшем мы будем пользоваться только диаграммой Цейнера.

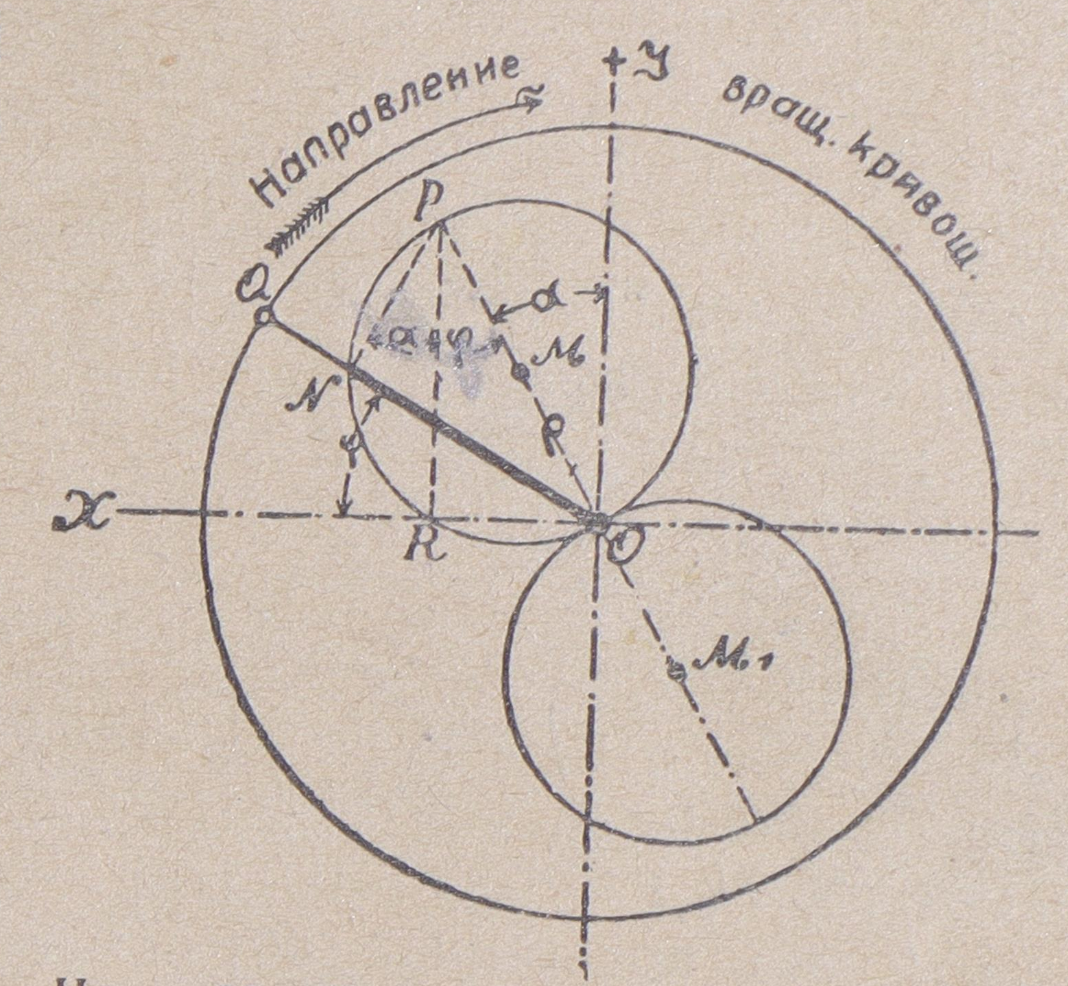
Золотниковая диаграмма Цейнера.

Рассматривая вышеприведенное уравнение для z как полярное уравнение двух окружностей диаметра ρ, получим изображение, указанное на чертеже 23. Положение этих окружностей определяется углом α, образованным центральными осями M_1M и OY. Хорды этих окружностей и представляют различные перемещения золотника из среднего его положения,

ибо при произвольном угле φ кривошипа из прямоугольного треугольника ONP находим для хорды ON, что

$$ON = \rho \cdot \sin(\alpha + \varphi) = z.$$

Хорды верхней окружности представляют величины перемещений золотника вправо, нижней же — влево. Поясним применение диаграммы Цейнера на примере.



Черт. 23. Золотниковая диаграмма Цейнера.

Положим, что для данной машины сечение окна было определено согласно § 20. Положим далее, что при вычерчивании разреза цилиндра (черт. 18) мы выбрали $a = 25$. $a_s = 22$ и $a_0 = 80$; все размеры взяты в мм. Примем теперь $e = 17$, $i = 4$, $v = 4$, $\rho = 45$ и $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$; тогда, на основании предыдущего, можем перейти к исследованию парораспределения.

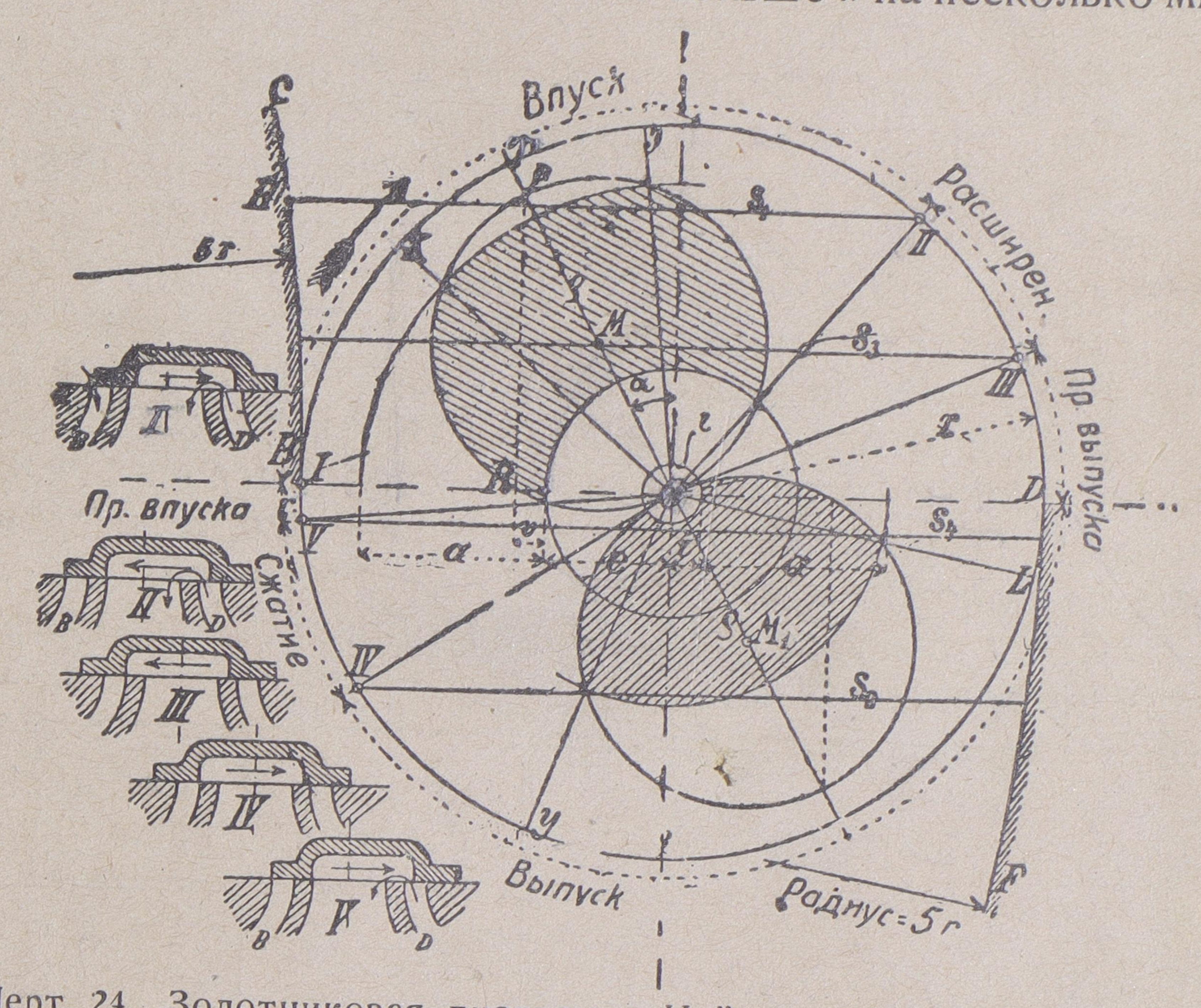
Начертим сперва круг кривошипа (черт. 24) произвольного диаметра, лучше всего — в 100 мм., благодаря чему получается возможность выражать перемещения поршня прямо в процентах его хода.

Проведем затем радиусом $l = 5\,r$ дуги, касательные к кругу кривошипа. Откладываем $OR = e + v$ и из точки O, как из центра, радиусом $\rho = 45$ опишем дугу, пересекающую в точке P перпендикуляр, восставленный из точки R; проводим OP и получаем между OP и вертикалью угол α, равный углу опережения. На нашем чертеже он равен приблизительно 82^0. Опишем теперь из точки M, делящей OP попо-

лам, Цейнеровский золотниковый круг и другой, ему симметричный, — из точки M_1.

Рассмотрим сперва внешнюю сторону; в этом случае при мертвом положении OB кривошипа золотник должен переместиться вправо на длину, равную $e+v$. Это положение соответствует на индикаторной диаграмме точке I, черт. 7. Чем дальше продвигается кривошип, в направлении указанном стрелкой, тем больше отходит золотник вправо. В положении OK перемещение равно $e+a$, т. е., впускное окно совершенно открыто. Но золотник все еще продолжает двигаться вправо и достигает при положении кривошипа в OT максимального перемещения, равного 45 мм. После этого начинается обратное движение золотника налево. От линии OJ начинается уменьшение впускного окна, пока последнее при перемещении золотника на e, соответственно положению кривошипа в точке *II*, не закроется совершенно. Последнему положению кривошипа соответствует пройденный поршнем путь s_1. С этого момента впуск пара закончен и пар в цилиндре начинает расширяться. Золотник проходит через свое среднее положение в тот момент, когда кривошип находится в положении, перпендикулярном к линии MM_1. Таким образом, золотник продолжает перемещаться влево, вследствие чего мы должны обратиться к нижнему кругу. Как только кривошип пройдет через точку пересечения золотникового круга с кругом i, золотник переместится влево на длину i. В следующий момент внутренняя отсекающая кромка открывает выпускное окно. Расширение окончилось, и начинается опережение выпуска; кривошип находится в точке *III*. Соответствующий путь поршня на чертеже 7 обозначен через s_3. При положениях кривошипа от OL до OY выпускное окно совершенно открыто. Если a_0 выбрано достаточно большим, то при наибольшем перемещении золотника никоим образом не должно происходить сужения вы-

пускного окна, вследствие перекрытия его другой внутренней кромкой золотника. Для предупреждения торможения выходящего пара наименьшее открытие выпускного окна должно быть больше *a* на несколько мм.



Черт. 24. Золотниковая диаграмма Цейнера для обыкновенного золотникового парораспределения.

Начиная от *OY*, вследствие движения золотника вправо, выпускное окно сужается, пока наконец во второй точке пересечения круга *i* с кругом золотника перемещение последнего влево не будет снова равно *i*; кривошип находится в точке *IV*. Выпуск закончился и начинается сжатие. Соответствующий путь поршня есть s_2. Золотник снова проходит через среднее положение и перемещается направо, ибо радиус кривошипа пересекает теперь снова верхний золотниковый круг. Сжатие продолжается до перехода кривошипа в положение *V*, соответственно пути поршня s_4; перемещение золотника вправо опять равно *e*.

Пока кривошип описывает путь $V-I$, происходит опережение впуска. После этого указанный процесс повторяется в том же порядке.

Заштрихованная площадь верхнего круга представляет площадь наполнения. Как только радиус круга кривошипа начнет пересекать эту площадь, мы имеем на лицо впуск пара с внешней стороны цилиндра, а отрезки радиуса, лежащие в пределах этой площади, определяют величину открытия впускного окна. Точно так же заштрихованная часть нижнего круга обозначает площадь выпуска.

Все вышеизложенное мы разобрали применительно к внешней стороне цилиндра, однако, те же самые рассуждения применимы и для стороны кривошипа. Чтобы не усложнять излишне поясняющего рисунка мы не дополняем его соответствующим чертежом.

Сопоставив результаты для обоих сторон цилиндра, получим:

	Внешняя сторона	Сторона кривошипа
Опережение выпуска . } в проц.	85	79
Опережение впуска . . } в проц.	9,6	6,2
Сжатие . . . . . } в проц.	0,4	0,3
Наполнение . . . . } в проц.	3,5	4,8

Как показывает эта таблица, при симметричной форме золотника наполнение, сжатие, опережение впуска и выпуска для обоих сторон цилиндра различны. Причиной этого является конечная длина шатуна. При бесконечно длинном шатуне эти величины были бы одинаковы для обоих сторон. Разница в наполнениях и в сжатиях может быть уравнена, если и не полностью, то по крайней мере частью, устройством перекрыш e и i с обоих сторон различной величины. При несимметричной установке золотника можно до неко-

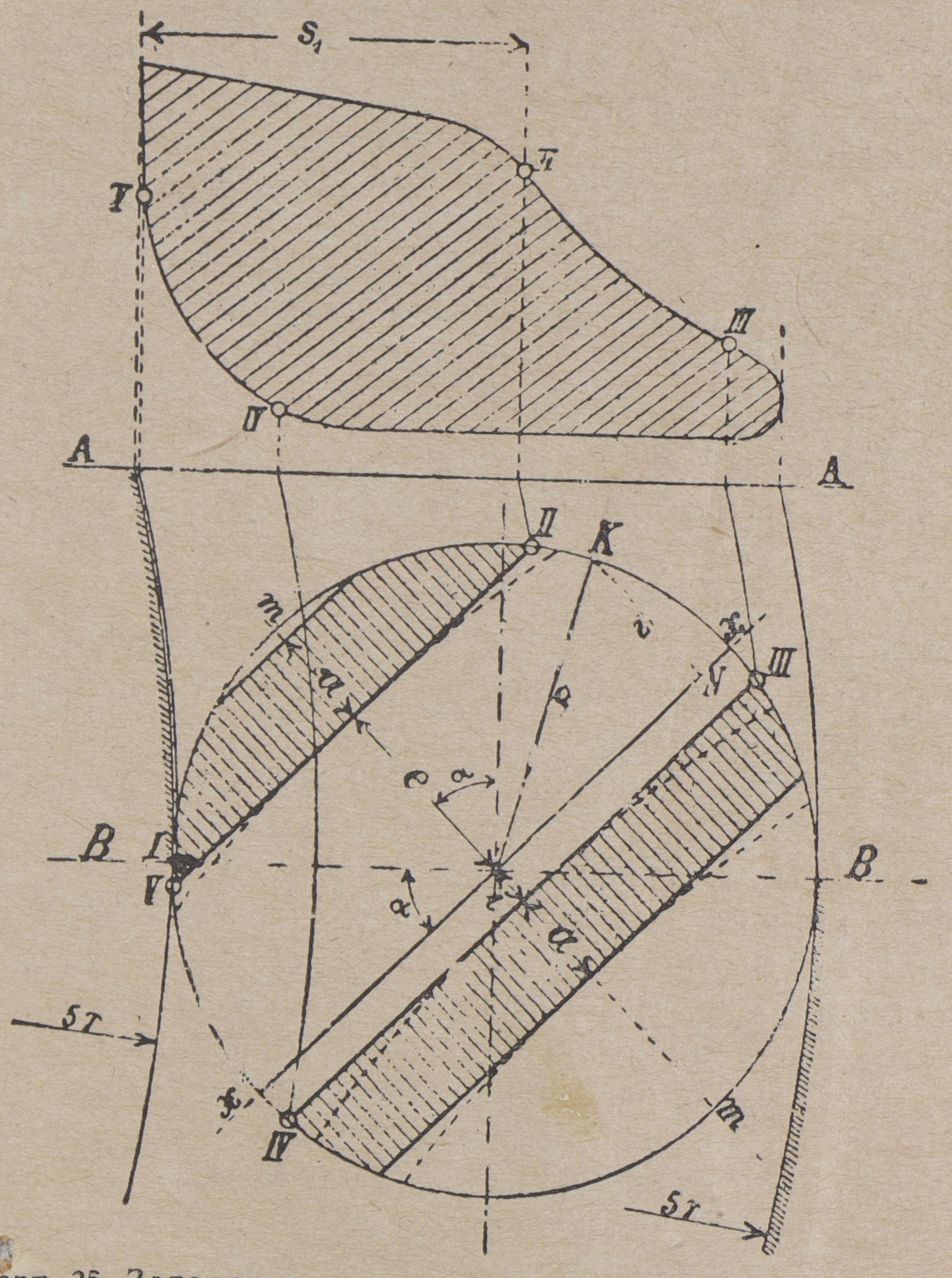
торой степени также сгладить эту разницу. Золотник делают по большей части симметричным, а неравномерность в парораспределении, хоть отчасти, устраняют соответствующей установкой золотника.

Если хотят принимать во внимание, помимо влияния конечной длины шатуна, также и влияние конечной длины эксцентриковой тяги, то тогда должно заменить золотниковые круги кривыми, точки которых должны быть вычислены отдельно. Но так как этот способ довольно сложен, то обыкновенно влияние конечной длины эксцентриковой тяги во внимание не принимается. И только, когда $\frac{\rho}{l} < \frac{1}{10} \infty \frac{1}{15}$ рекомендуется принимать его во внимание.

Золотниковая диаграмма Мюллера-Рело.

Начерченный на чертеже 25 золотниковый круг пригоден одновременно, как для эксцентрика, так и для кривошипа. За радиус мог бы быть взят эксцентриситет ρ. Но и в этом случае лучше принять радиус равным 5 см., чтобы сразу получать перемещения поршня в процентах его хода. Поршень движется в направлении В В, золотник же — в направлении линии $m\, m$. Таким образом, мертвые положения кривошипа на этом чертеже лежат на горизонтали, а мертвые положения эксцентриситета образуют с вертикалью угол опережения α. Когда кривошип находится в произвольной точке K, то $KN = z$ представляет перемещение золотника. Все точки, лежащие над $x\, x$, обозначают перемещения вправо, под $x\, x$ — перемещения влево. Проведя параллельно к $x\, x$ — на расстояниях $+ e$ и $- i$ две прямыя, и откладывая затем от них ширину окна a, получим заштрихованные на чертеже площади, определяющие перемещения золотника при впуске и выпуске; одна—вверху, другая—внизу. Четыре характерные положения кривошипа обозначены теми же римскими цифрами, как и на чертеже 24. Соответствующие пути поршня перенесены при

помощи дуг на прямую AA, параллельную BB. Для того, чтобы показать связь между золотниковой и индикаторной диаграммами, на чертеже 25 последняя помещена непосредственно над первой.



Черт. 25. Золотниковая диаграмма Мюллера-Рело с вычерченной над ней индикаторной диаграммой.

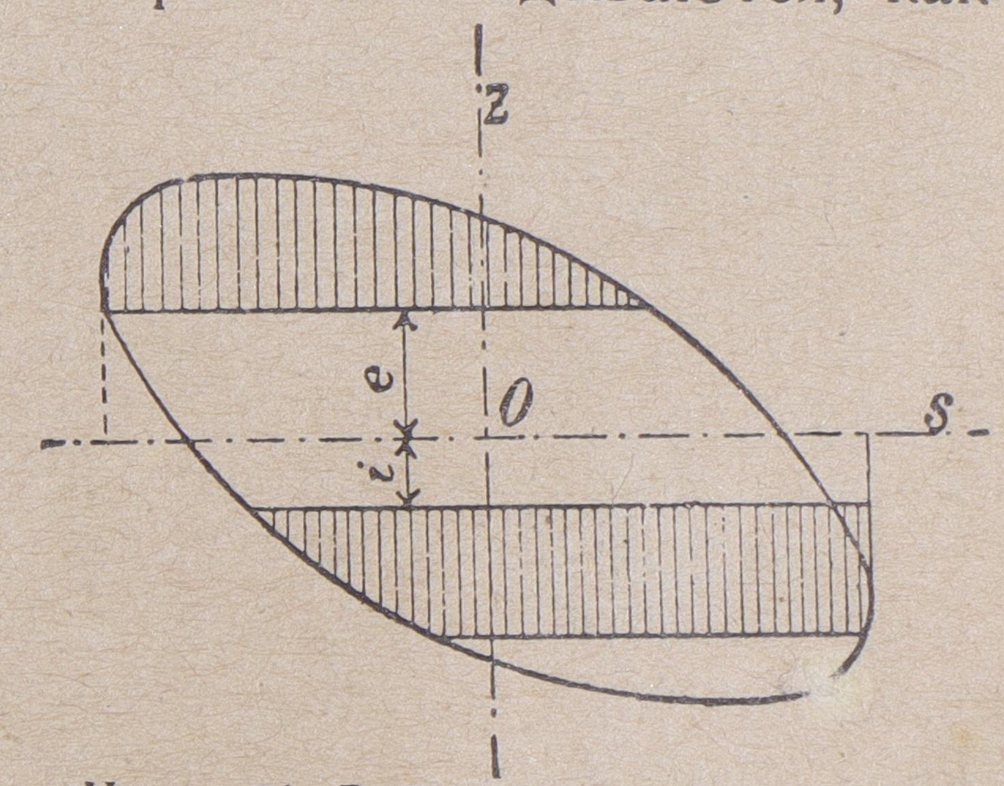
При построении золотниковой диаграммы исходят из предполагаемого парораспределения. Сперва опре-

деляют положение кривошипа в точке II, соответствующее наполнению s_1, затем — положение в точке V, соответствующее опережению впуска. Таким образом находится кривая впуска $V m II$. Хорда $II—V$ лежит перпендикулярно к диаметру $m m$ и определяет угол опережения α, внешнюю перекрышу e и полное открытие окна $\rho—e$. Тем самым мы можем установить правильный масштаб диаграммы. Итак, теперь остается лишь определить i таким образом, чтобы получились подходящие значения для сжатия и опережения выпуска, причем может случиться, что i получится отрицательным. После этого диаграмма со стороны кривошипа может быть легко вычерчена по вышенайденным величинам.

Влияние конечной длины эксцентриковой тяги в золотниковой диаграмме Мюллера-Рело может быть легко учтено весьма несложным путем. Для этого надо только хорды $II—V$ и $III—IV$ заменить дугами, радиус которых равен длине эксцентриковой тяги, как это указано пунктиром на чертеже 25.

Золотниковый эллипс.

Эллиптическая золотниковая диаграмма получается в том случае, когда пути поршня откладываются, как абсциссы, а найденные в диаграммах Мюллера и Цейнера перемещения золотника, как соответствующие ординаты (черт. 26). Проведя на расстояниях e и i от средней точки горизонтальные прямыя, получим наглядную картину открытия окон во время наполнения и выпуска.



Черт. 26. Золотниковый эллипс.

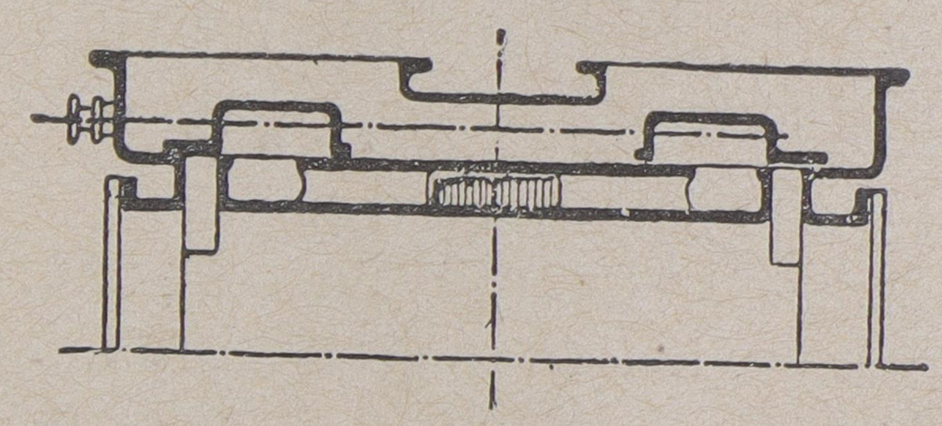
Часть площади эллипса, соответствующая наполнению, дает нам наглядное представление о величине

торможения пара при впуске (срав. черт. 53). При проектировании органов парораспределения золотниковый эллипс мало полезен: им пользуются лишь для получения наглядного представления о величине открытий золотниковых окон.

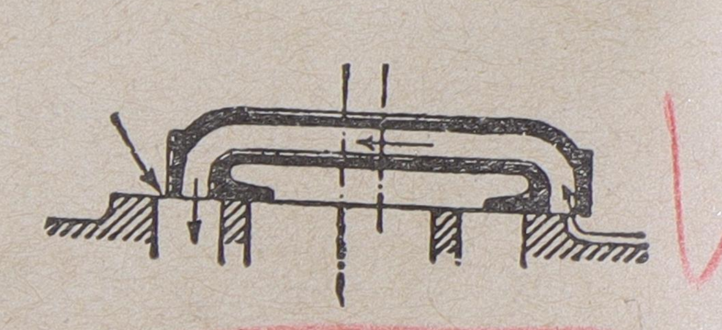
Конструктивные формы золотников.

В предыдущем мы имеем дело только с простым коробчатым золотником (черт. 18). Этот золотник и является простейшим парораспределительным органом.

Однако, при длинном цилиндре паровпускные каналы получались бы очень длинными. Величина же каналов обусловливает большие вредные пространства и вредно действующие большие поверхности. Во избежание этих недостатков можно было бы пользоваться разделенным золотником (черт. 27), хотя при этом и увеличиваются размеры золотниковой коробки, а вместе с тем и ее охлаждающие поверхности.



Черт. 27. Разделенный золотник.

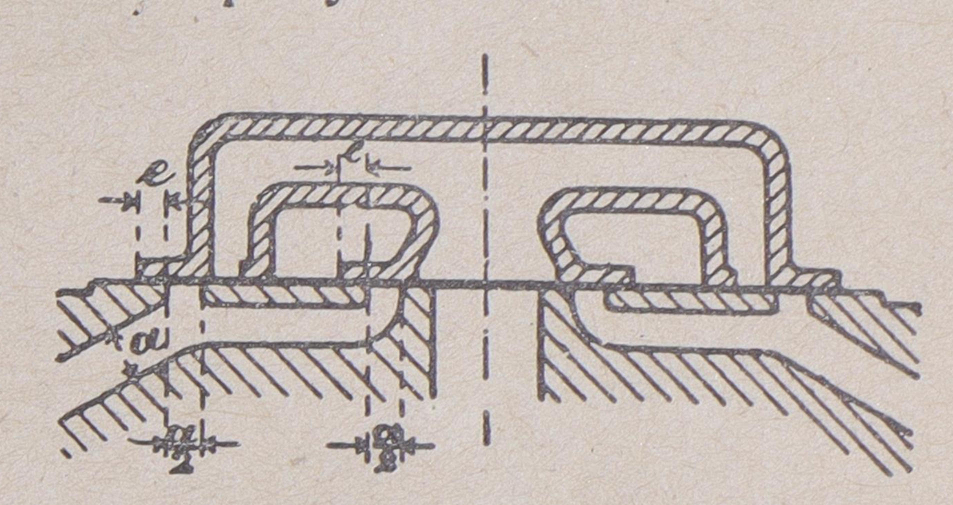


Черт. 28. Золотник Трика.

Разновидностью простого коробчатого золотника является золотник Трика (черт. 28). В нем, благодаря устройству вспомогательного канала, возможен двойной впуск пара. При этом ход золотника становится короче и уменьшается трение золотника. С другой стороны, при том же ходе, золотник Трика быстрее открывает и закрывает впускное окно, благодаря чему уменьшаются потери от торможения. Золотник Трика в настоящее время применяется еще в паровозах работающих насыщенным паром, причем ввиду применяемых теперь высоких давлений, он делается разгруженным.

Золотник Пенна (черт. 29) имеет двойные отверстия, как для впуска, так и для выпуска. Отлитые для этой цели в золотнике коробкообразные камеры соединяются по бокам с золотниковой коробкой и дают доступ свежему пару.

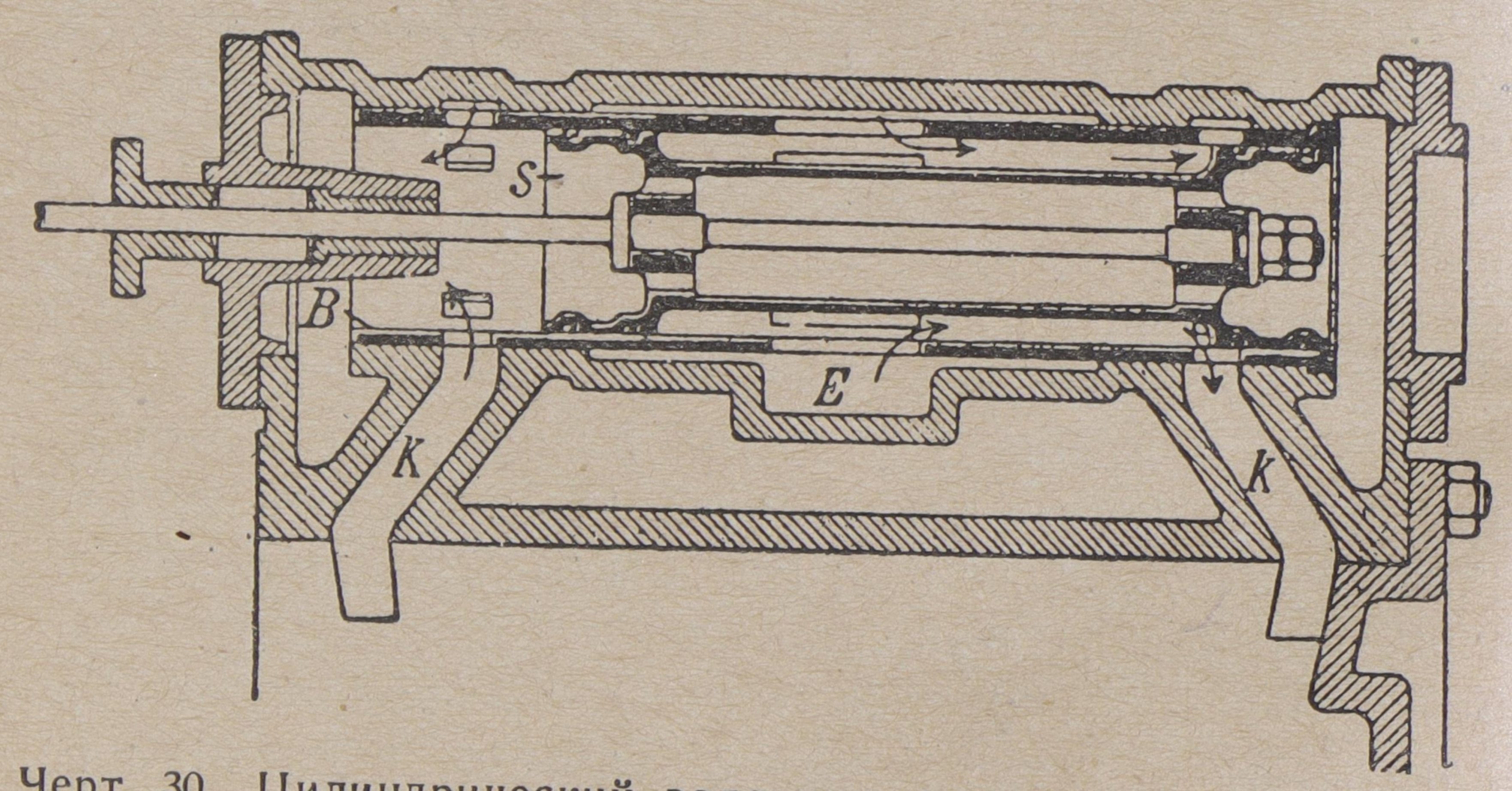
Золотник Гохвальда, в том виде, как его изготовляет фирма Борзиг, имеет три впускных и выпускных канала, а кроме того, еще и перепускной канал. Последним достигается соединение обоих сторон цилиндра при крайних положениях поршня. Благодаря этому у машин с конденсацией можно повысить сжатие и улучшить опережение выпуска, а у машин со свободным выпуском — уменьшить сжатие. Такой перепуск можно устроить и в золотнике Трика, для чего достаточно лишь придать вспомогательному каналу такие размеры, чтобы при среднем положении золотника он мог бы соединять друг с другом оба канала в цилиндре.


Черт. 29. Золотник Пенна.

Скользящим поверхностям плоских золотников придают обычно такие размеры, чтобы уд. давление их не превышало 20 кг/кв. см. Поэтому при более высоких давлениях поверхности скольжения золотников получаются очень большими, это же, в свою очередь, увеличивает давление пара на золотник и работу трения. Таким образом при давлениях свыше 8 атм. золотник необходимо строить только разгруженным, чем в то же время избегается и опасность задирания трущихся поверхностей.

Плоский золотник с уравновешивающей камерой между золотником и крышкой золотниковой коробки мало пригоден для стационарных машин. Такие золотники, например, в виде золотников Трика, применяются только в паровозах. Полную уравновешенность дает цилиндрический золотник (черт. 30).

Такой золотник можно представить себе в виде обыкновенного коробчатого золотника, площадь сечения которого при вращении образовывает тело вращения. Обычно при этом впуск бывает внутренний как, например, у цилиндрического золотника, изображенного на чертеже 30. Внутренний впуск имеет то преимущество, что сальник золотникового штока должен быть рассчитан только на давление отработанного пара, и что золотниковая коробка не вся обогревается сильно перегретым паром. Таким образом устраняется возможность одностороннего тепло-

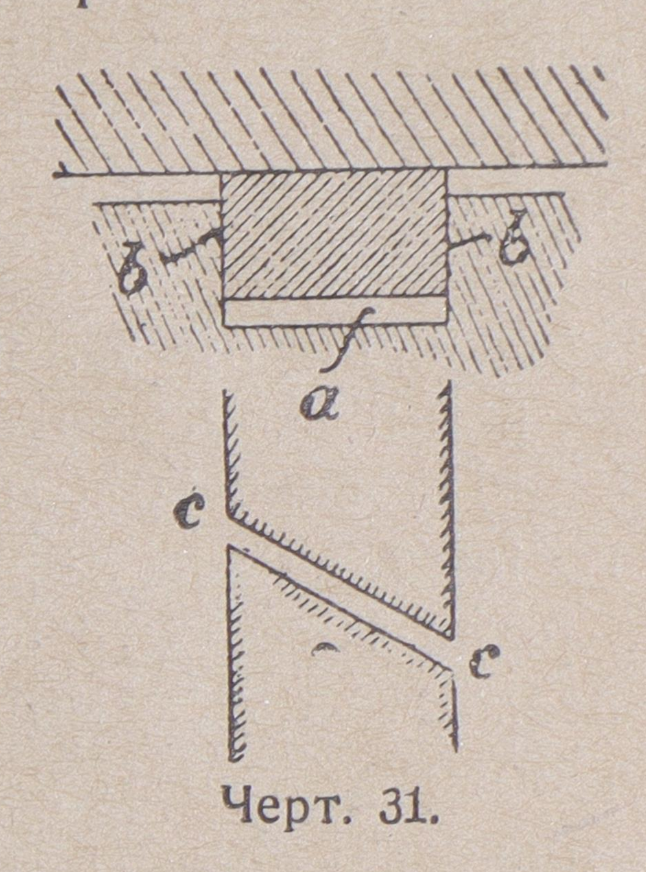


Черт. 30. Цилиндрический золотник с пружинящими уплотнительными кольцами и внутренним впуском (конструкция Р. Вольфа).

вого расширения цилиндра и возможность появления в нем трещин. Вследствие внутреннего впуска пара перекрыша впуска *e* лежит в этом случае внутри, а перекрыша выпуска *i* — снаружи.

Уплотнение цилиндрического золотника при насыщенном паре достигается притиранием золотника к его втулке. При перегретом же паре просто притертые золотники оказываются недостаточными. Если взять такой именно золотник с достаточной игрой в его втулке в холодном состоянии, чтобы тем самым предохранить его от заедания при нагревании, то окажется, что золотник

этот в работе не будет обладать достаточным уплотнением. Тем не менее, достаточная игра необходима, иначе, при более значительном повышении перегрева, золотник, может заесть во втулке, которая расширяется значительно меньше золотника. При насыщенном паре эти затруднения отпадают. Так как в этом случае всегда приходится иметь дело с одной и той же температурой, то золотник можно подогнать так, чтобы он в теплом состоянии был бы достаточно плотен.



Черт. 31.

При перегретом же паре возможны лишь цилиндрические золотники с уплотнительными кольцами. Чаще всего, здесь применяются пружинящие кольца, так же, как и в поршнях. Неразрезные кольца обладают меньшей уплотняемостью, так как для них, из-за возможности заедания, приходится допускать большую игру.

Недостатком цилиндрического золотника с уплотнительными кольцами является то обстоятельство, что при большом числе оборотов эти кольца очень быстро изнашиваются с лобовых сторон *b* (черт. 31). Золотник с сработавшимися кольцами уже не обладает прежним уплотнением, ибо пар прорывается между кольцами. Кроме того, раз только пар прошел под кольца (в пространство *a*) они прижимаются сильнее. Следствием чего является увеличение трения, скорое изнашивание и большее потребление масла. Однако и у новых (пружинящих) колец, хотя и не столько, может происходить прорыв пара позади последних, — чрез замочный разрез *c*.

Потери причиняемые изнашиванием колец легко устранимы путем замены последных новыми.

Недостатки парораспределения одним золотником.

Преимущество парораспределения одним золотником заключается в его простоте; недостатком же его

является то, что нельзя получать наполнения меньше 40 -- 45%. Уже при таком наполнении получается слишком большая перекрыша впуска, а следовательно, и большое трение при плоских золотниках. Таким образом, сила расширения пара высокого давления используется в недостаточной мере. Так как наполнение остается постоянным, то при малых нагрузках приходится регулировать машину торможением свежего пара, последнее же, согласно § 23 и 29 части I — невыгодно.

Плоские золотники, особенно, в случае перегретого пара, благодаря частым заеданиям, не годятся. Кроме того, эти золотники подвержены короблению, а вместе с тем и потере уплотнительной способности. Поэтому при перегретом паре и применяют цилиндрические золотники.

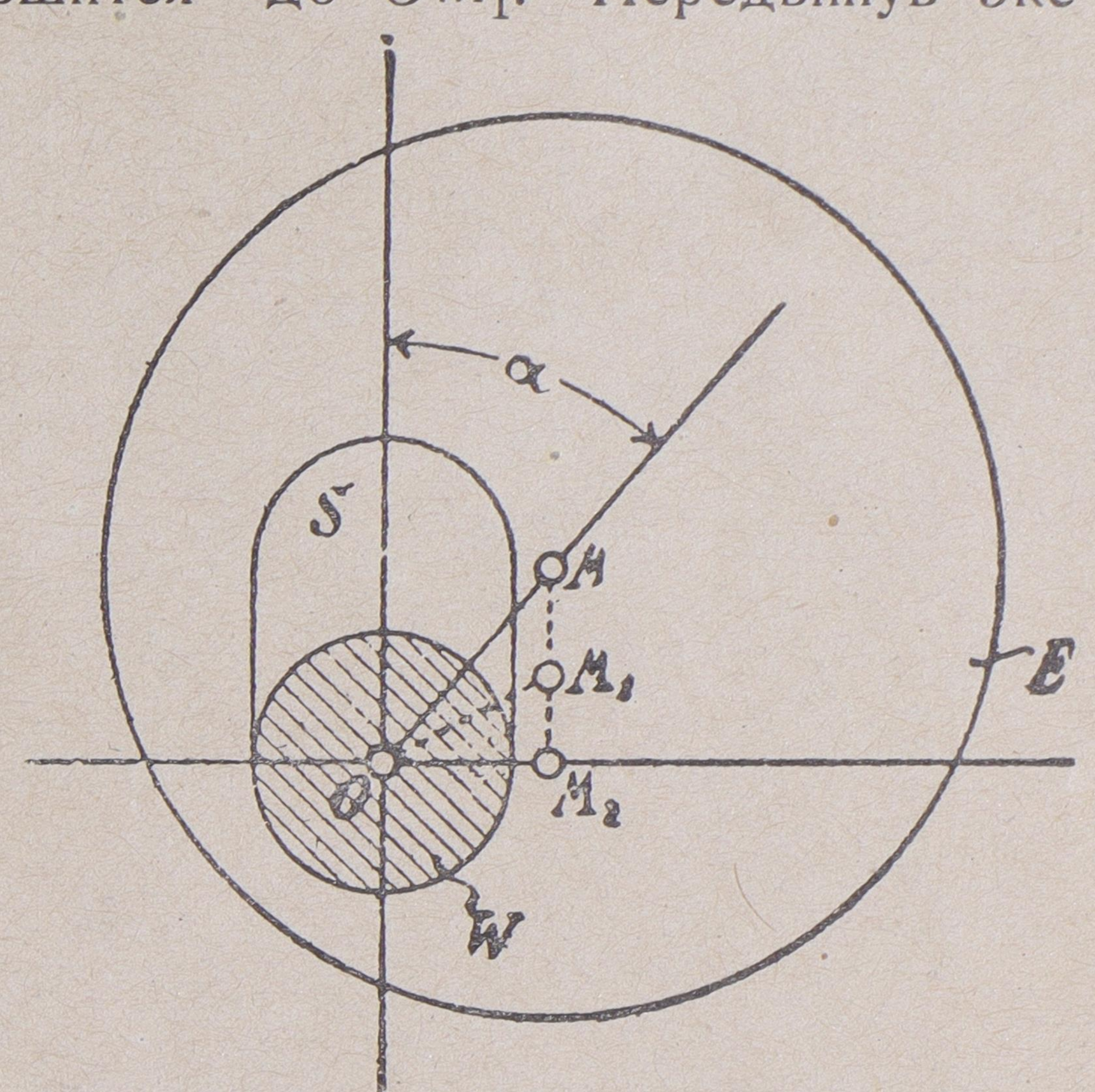
23. Золотниковое парораспределение для переменного наполнения.

Это парораспределение называется также расширительным золотниковым парораспределением. При этом его разделяют на одно и двухзолотниковое парораспределение.

Однозолотниковое парораспределение с плоским регулятором.

В этом случае достигают различных наполнений тем, что изменяют угол опережения и ход парораспределительного эксцентрика. Последний заклинен к валу не наглухо, а так, что переставляется, в зависимости от нагрузки при помощи плоского регулятора. Таким образом, изменяя ход золотника, можно получить различные наполнения даже обыкновенным коробчатым золотником. Действие такого парораспределения заключается, как это указано схематически на фиг. 32, в следующем: эксцентрик E соединен с валом W таким образом, что его можно перемещать прямолинейно. пользуясь прорезом S. В положении

эксцентрика, указанном на этом рисунке, эксцентриситет равен OM, а угол опережения α. Наполнение при этом максимальное. Представим себе теперь эксцентрик перемещенным вниз так, чтобы центр его совпал с M_1, тогда угол опережения увеличится, а эксцентриситет уменьшится до OM_1. Передвинув эксцентрик еще дальше вниз до совпадения его центра с точкой M_2, получим угол опережения в 90^0, а эксцентриситет равным OM_2. Наполнение теперь минимальное.



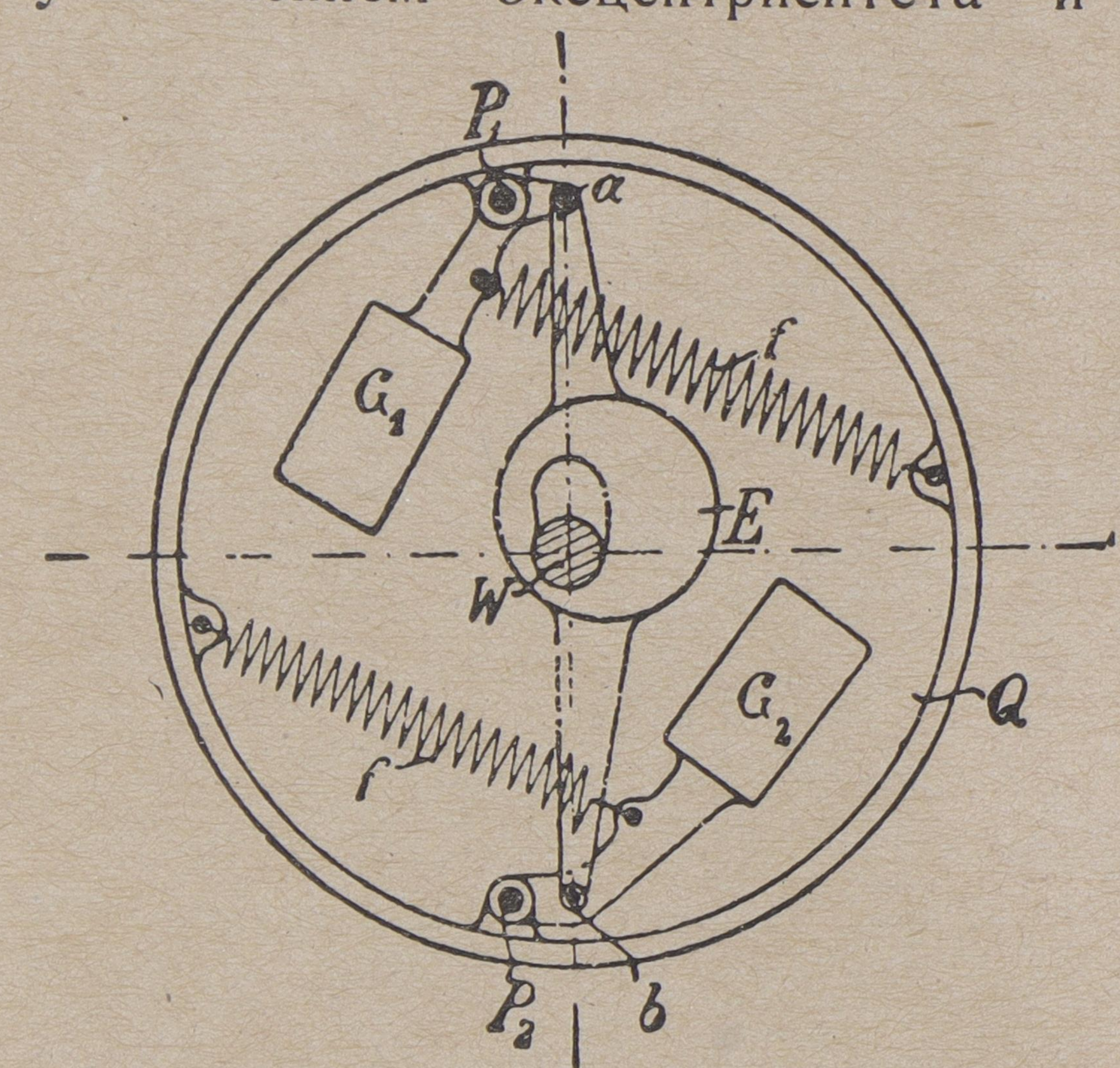
Черт. 32. Переставной эксцентрик при парораспределении с осевым регулятором.

Эксцентрик можно перемещать также и в том случае, когда его прорез очерчен по дуге, черт. 33. На этом чертеже Q представляет собой наглухо соединенный с коренным валом W диск, служащий для укрепления на нем переставного эксцентрика E. Последний в этом положении дает максимальное наполнение, соответствующее наибольшей нагрузке машины. С уменьшением нагрузки число оборотов машины увеличивается. Тогда грузы G_1 и G_2 поворачиваются кнаружи около своих точек вращения P_1 и P_2 и переводят подвешенный в точках a и b эксцентрик на меньшее наполнение. Предназначенный для этого вырез эксцентрика, соответственно его движению, имеет дугообразную форму. И наоборот, с увеличением нагрузки вращающиеся грузы G_1 и G_2, вследствие уменьшения числа оборотов, приводятся в пре-

жнее положение пружинами f. При этом эксцентрик перемещается так, что угол опережения α становится меньше, а эксцентриситет ρ больше.

Изменение угла опережения и эксцентриситета может быть достигнуто также тем, что парораспределяющий эксцентрик насаживается свободно на другой, наглухо укрепленный на валу эксцентрик.

В вышеуказанных системах парораспределения с уменьшением эксцентриситета и увеличением угла опережения наполнение становилось меньше, а предварение выпуска и сжатие, наоборот, большими. Для машин, требующих самого точного регулирования, последнее особенно желательно, т. к. при этом на уменьшение диаграммы влияют две основных причины. Во всем остальном расчет органов парораспределения производится при помощи диаграммы Цейнера. В этих случаях всегда пользуются цилиндрическим золотником как имеющим наименьшее трение.



Черт. 33. Осевой регулятор с переставным эксцентриком.

Двухзолотниковое парораспределение

Это парораспределение применимо в тех случаях, когда имеется налицо умеренное число оборотов. Описанное выше однозолотниковое парораспределение с осевым регулятором применимо именно только пр большом числе оборот ов; при малом и среднем

числе оборотов такой регулятор получился бы слишком громоздким.

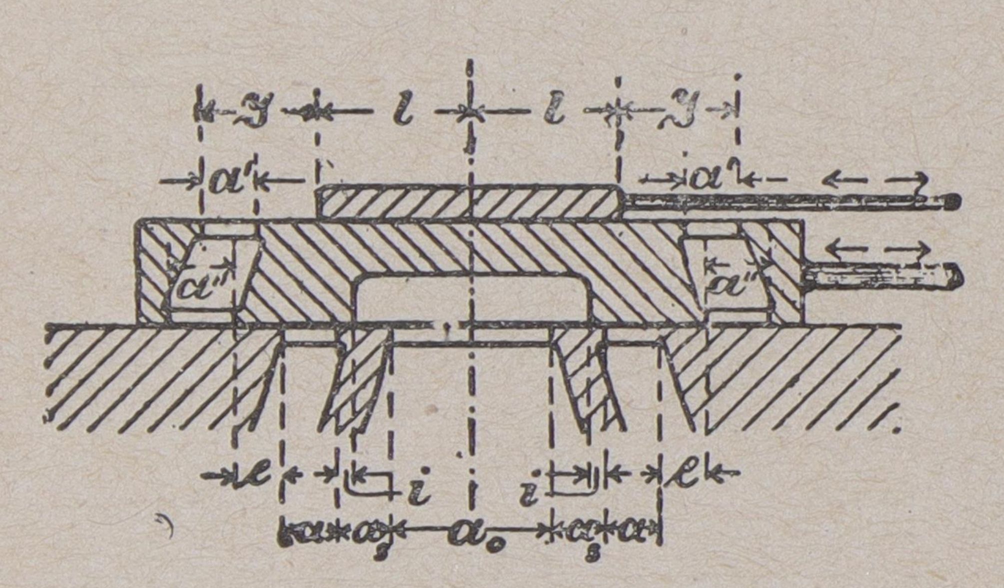
В этом случае пользуются двумя золотниками, приводимыми в движение каждый особым эксцентриком. Нижний золотник, называемый основным, работая, как и обыкновенный коробчатый золотник, управляет опережением впуска, выпуском и сжатием, причем величины последних остаются неизменными. Второй золотник регулирует величину наполнения, а соответственно этому — и начало расширения, и называется поэтому расширительным золотником. Изменение наполнения может происходить в данном случае двумя путями: 1) тем, что от руки или при помощи регулятора изменяется расстояние между отсекающими краями обоих золотников, или — 2) тем, что при помощи плоского регулятора изменяются угол опережения и ход расширительного золотника. В первом случае оба эксцентрика закреплены наглухо, во втором же — только основной, а эксцентрик расширительного золотника может перемещаться.

В системах парораспределения Мейера, Ридера и Гурауэра расширительный золотник движется по основному. В противоположность этому в двухкамерной конструкции Дерффеля золотники движутся в двух разделенных камерах.

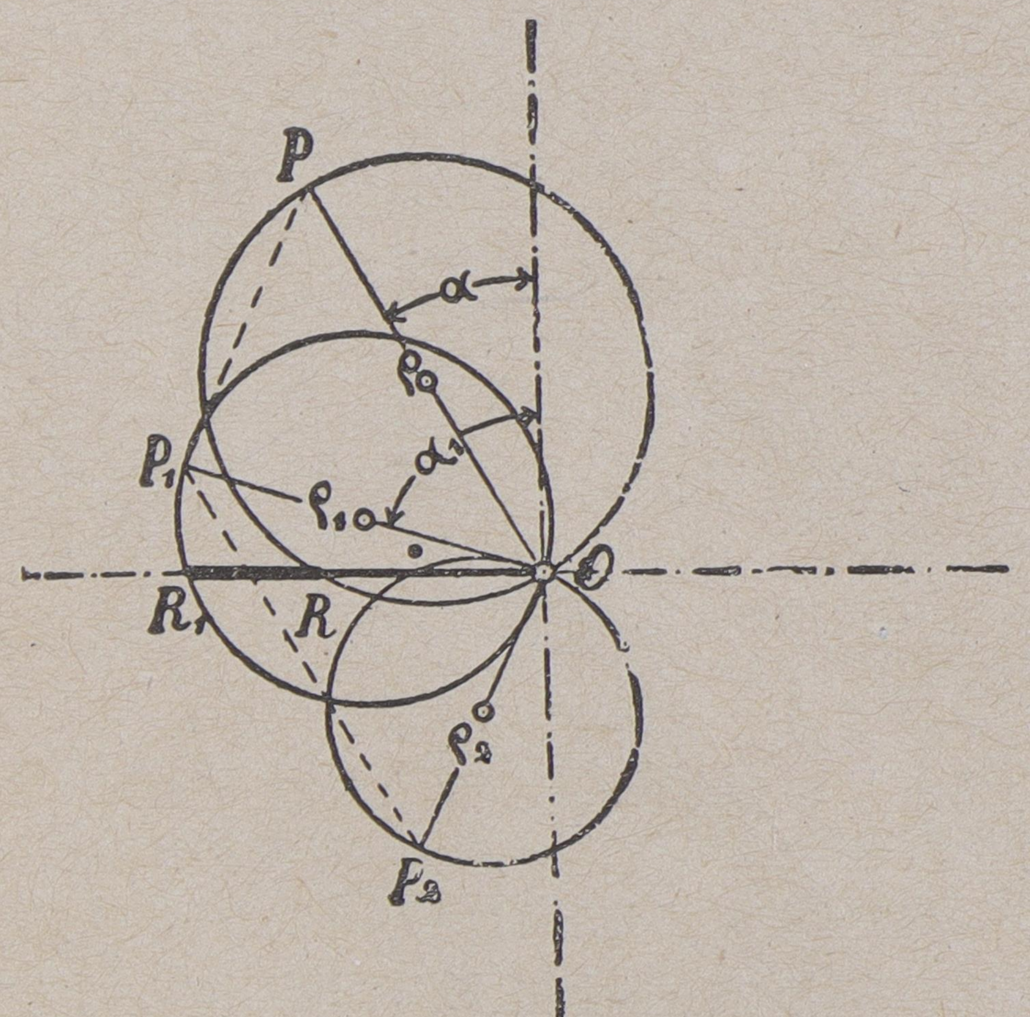
Указанный на чертеже 34 расширительный золотник состоит из простой пластинки. Основной золотник отличается от коробчатого только тем, что по его концам устроены каналы для впуска пара. Но несмотря на это, золотник этот работает таким же образом, как и коробчатый золотник, ибо ширина окон a'' выбирается столь большой, что даже при наибольших перемещениях золотника не происходит перекрытия впускного канала.

На чертеже 34 оба золотника представлены, как обычно, в среднем положении, хотя на практике такого положения быть не может. Обозначив через

ρ и α соответственно через ρ_1 и α_1 эксцентриситет и угол опережения основного и расширительного золотников, увидим, что перемещения расширительного золотника из его среднего положения могут быть изображены помощью Цейнеровских золотниковых кругов с таким же успехом, как и для основного золотника. Однако, определение абсолютных перемещений расширительного золотника не играет здесь такой роли, как значение его относительных перемещений по основному золотнику. Но последние легко определяются из абсолютных перемещений.



Черт. 34. Двухзолотниковое парораспределение.



Черт. 35. Золотниковая диаграмма Цейнера для двухзолотникового парораспределения.

Так, например, пусть на черт. 35 OR и соответственно OR_1 обозначают абсолютные перемещения основного и расширительного золотников, двигающихся направо; таким образом, середина расширительного золотника переместилась по отношению к середине основного золотника на длину RR_1.

Иначе говоря, относительное перемещение расширительного золотника по основному равно RR_1. Откладывая затем относительные перемещения из точки O, соответственно различным положениям кривошипа,

на направления его радиуса, увидим, что все эти точки лежат на круге, так называемом — относительном круге, что нетрудно доказать.

Когда определилась величина и положение относительного круга, то можно заметить, что диаметр его равен ρ_2 и параллелен PP_1, т. е. что диаметры трех золотниковых кругов образуют параллелограм, диагональ которого равна эксцентриситету ρ_1 расширительного золотника, а стороны — эксцентриститету ρ основного золотника и относительному эксцентриситету ρ_2. Таким образом при данных ρ и α и соответственно ρ_1 и α_1 положение и величина относительного круга определяются без всякого труда. И наоборот, если даны основной и относительный круги, что обыкновенно и имеет место на практике, то легко найти ρ_1 и α_1 для расширительного золотника.

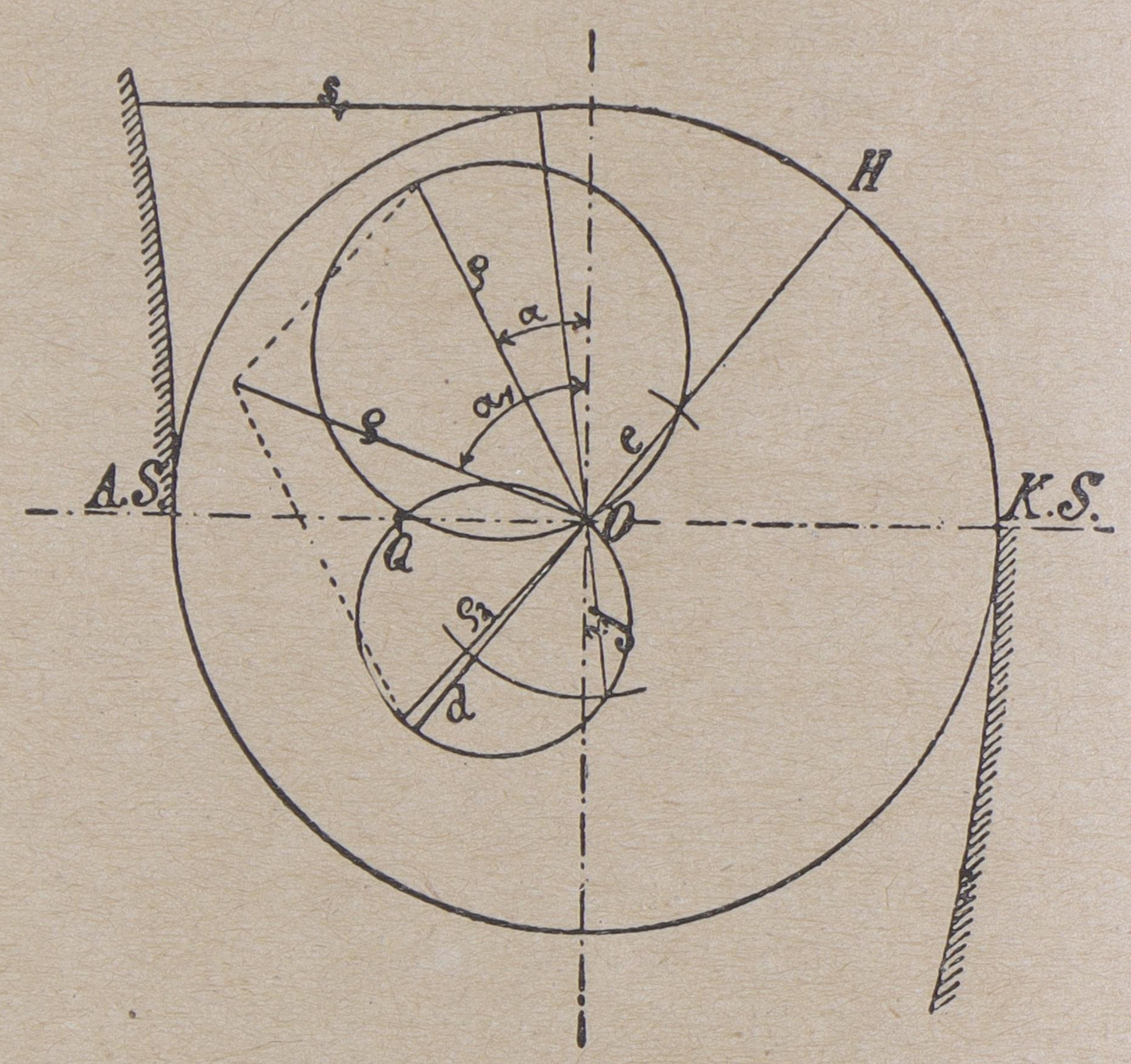
При этом необходимо заметить, что из чисто конструктивных соображений эксцентриситеты должны быть выбраны по возможности с небольшой разницей, дабы пользоваться при отливке одной и той же моделью.

Для наглядности перемещений золотника вправо и влево, рекомендуется пользоваться одним и тем же золотниковым кругом (черт. 36). Тогда отклонение вправо получаем при непосредственном пересечении радиусом кривошипа круга Цейнера, отклонение влево — при пересечении с продолженным назад радиусом.

В дальнейшем рекомендуется не пользоваться кругом расширительного золотника, так как нас интересуют только относительные перемещения расширительного золотника по основному золотнику.

При вычерчивании диаграммы Цейнера поступают следующим образом: чертят, как на чертеже 36, круг основного золотника так же, как и диаметр ρ_1 круга расширительного золотника, после чего строят с помощью параллелограма относительный круг. После этого нетрудно убедиться, что при внешнем мертвом положении, как абсолютное перемещение основного

золотника, так и относительное перемещение расширительного золотника произошли вправо. Однако, по мере вращения кривошипа, первое все увеличивается, последнее же все уменьшается до тех пор, пока, на-

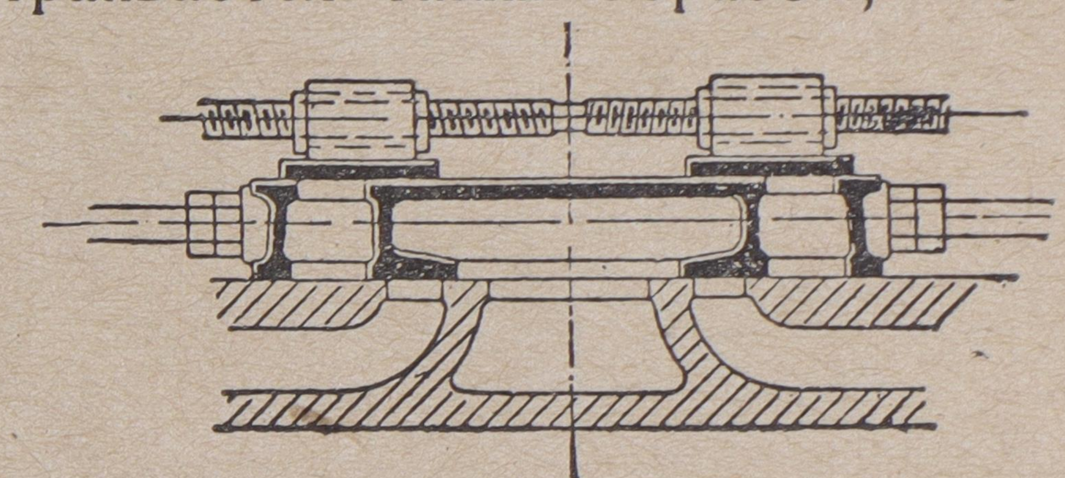


Черт. 35. Золотниковая диаграмма Цейнера для двухзолотниковых парораспределений.

конец, при положении кривошипа, перпендикулярном к ρ_2, относительное перемещение не станет равным нулю. С этого момента относительный круг пересекает только продолженный назад радиус кривошипа, т. е. относительное перемещение расширительного золотника происходит теперь только налево. И при таком положении кривошипа, при котором обратное продолжение его равно y (черт. 36) расширительный золотник перекрывает окно; следовательно, впуск пара прекращается. Основной золотник перекрывает позже, приблизительно в положении OH, причем он сам перекрыт расширительным золотником на величину d. С этого момента расширительный золотник нас больше не интересует, так как дальнейшие функции паро-

распределительного органа производятся основным золотником и протекают уже известным нам образом.

Чем меньшим будет выбрано y, тем меньшие могут быть допущены наполнения; y может быть также равно нулю или быть отрицательным, и в последнем случае—расширительный золотник в среднем положении перекрывает канал a'. Если взять $y = -OQ$, то получилось бы наполнение, равное нулю. Обыкновенно в машинах с регулируемым расширением (при конструкции, указанной на чертеже 34, оно постоянно) парораспределение устраивается таким образом, чтобы наполнение могло быть также равно нулю, чем устраняются чрезмерные скорости на холостом ходу. При большом вредном пространстве устраивают даже отрицательное наполнение. Но абсолютное нулевое наполнение наступает здесь только тогда, когда расширительный золотник вообще не открывает окон, т. е. когда его перекрыша сделана так, что $y \geqq \rho_2$. При меньшей перекрыше могло бы случиться, что еще до открытия окна основным золотником расширительный золотник уже перекроет его, причем, однако, канал в основном золотнике, являющийся продолжением вредного пространства, будет уже наполнен свежим паром.



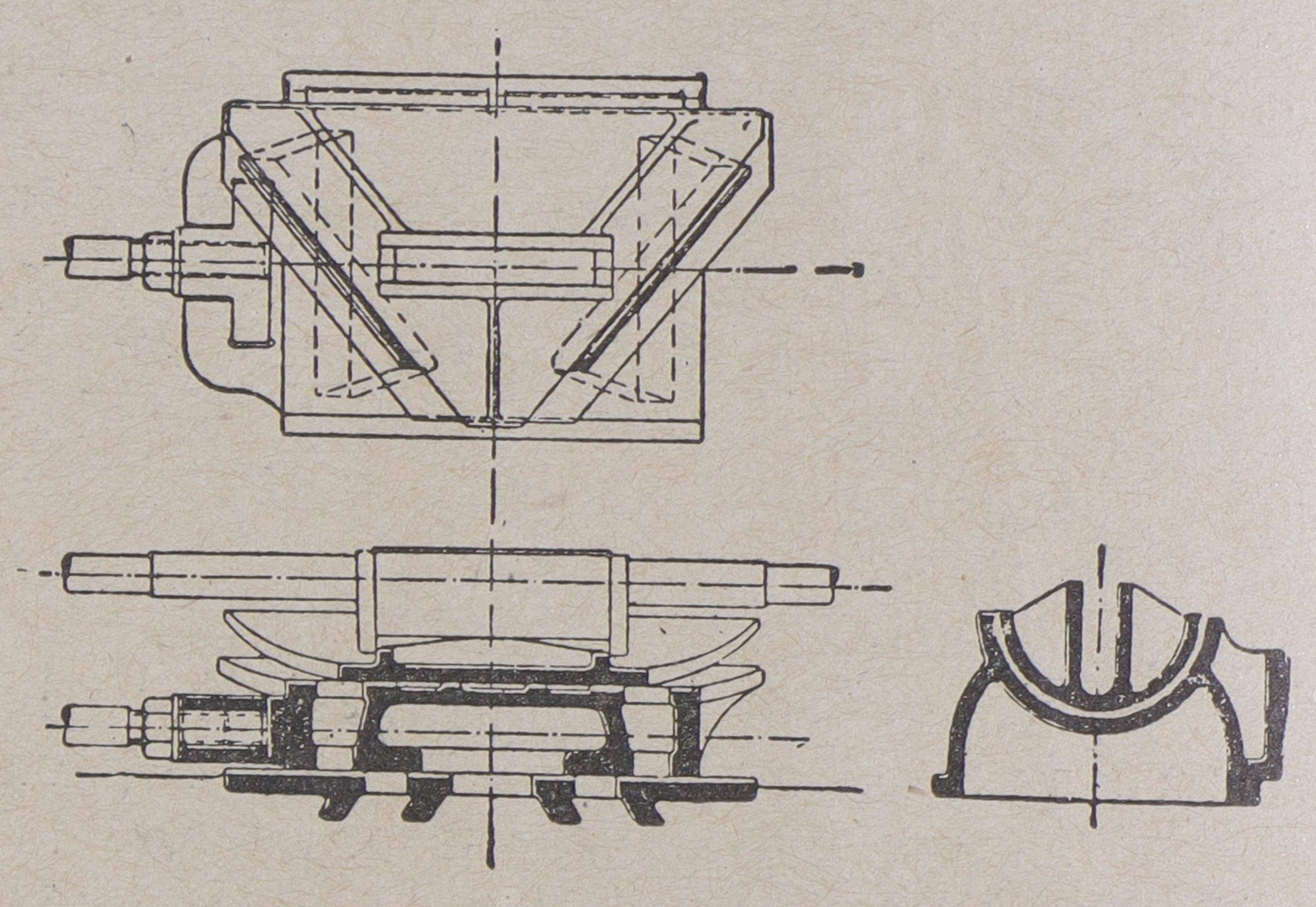
Черт. 37. Парораспределение Мейера.

Чтобы достичь соответствующих наполнений при сильно колеблющейся нагрузке машины делают длину $2l$ расширительного золотника переменной, т. е., последний разрезают на две части, которые можно произвольно сближать или удалять одну от другой. Мейер впервые применил этот способ, и потому парораспределение, изображенное на черт. 37, называется парораспределением Мейера.

Наполнение в этом случае регулируется вращением золотникового штока, снабженного правой и левой

винтовой нарезкой, для чего на конце его насажен ручной маховичек. Этим достигается изменение расстояния между обоими пластниками расширительного золотника, и y может изменяться, как угодно.

Если хотят иметь одинаковое наполнение с обоих сторон, то принимая во внимание влияние конечной длины золотниковой тяги, необходимо сделать y с внешней стороны меньшим, чем со стороны кривошипа. Но чтобы всегда получать одинаковое наполнение, надо было бы одну из винтовых нарезок сделать с переменным ходом, что само собою понятно, на практике неисполнимо. Поэтому довольствуются тем, что делают обе нарезки с различными ходами, но с таким расчетом, чтобы наполнение слева и справа было бы одинаковое.



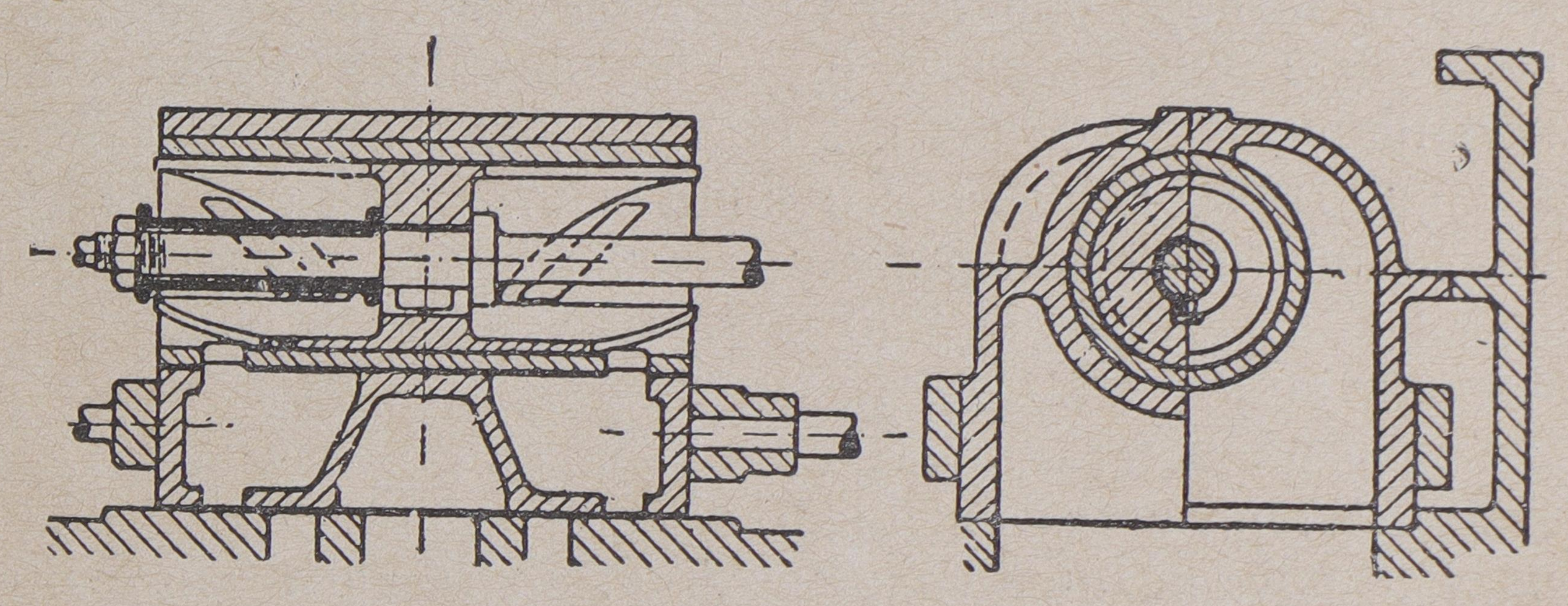
Черт. 38—40. Парораспределение Ридера.

Недостаток парораспределения Мейера заключается в том, что оно устанавливается от руки, а не при помощи регулятора; причиной этого является то обстоятельство, что для перехода от меньшего наполнения к большему необходимо большое число оборотов золотникового шпинделя. В этом отношении парораспределение Ридера превосходит конструкцию

Мейера. В конструкции Ридера паровпускные окна основного золотника сходятся под углом, как это указано на черт. 38—40 (верхний черт.).

Отсекающие ребра расширительного золотника образовывают тот же самый угол. Сам расширительный золотник состоит только из одной пластинки, имеющей форму полуцилиндра. Поверхность основного золотника имеет соответствующую цилиндрическую форму. Изменение наполнения в этом случае достигается вращением золотникового штока при помощи регулятора. Расстояние y кромок определяется так же, как и в конструции Мейера.

На черт. 41—42 изображен уравновешенный цилиндрический золотник Ридера. Здесь скользящая поверхность расширительного золотника имеет вид полного цилиндра. Основной золотник также по большей части делается цилиндрическим.



Черт. 41—42. Цилиндрический золотник Ридера.

При всех системах двухзолотникового парораспределения, согласно фиг. 34, должно быть соблюдено следующее:

1. Когда основной золотник устанавливается на наполнение, то окно a' должно быть открыто, хотя бы частью, для впуска свежего пара, поскольку, конечно, в данный момент должен происходить впуск пара;

2. По окончании наполнения, когда основной золотник перекрывает впускное окно, расширительный

золотник должен еще закрывать окно a' и, принимая во внимание достаточное уплотнение, даже перекрывать его на 3—5 мм;

3. Длина расширительной пластинки должна быть таких размеров, чтобы при наименьшем наполнении внутренняя кромка ее не открывала окно a' даже при наибольшем перемещении, а наоборот, для большей надежности перекрывала его на несколько мм., дабы не могло произойти излишнего наполнения (срав. диаграмму VI, черт. 91—98).

Второе условие определяет вместе с тем и наибольшее наполнение. Отрезок d, во избежание излишнего наполнения, не должен быть меньше 3—5 мм.

Применение парораспределения с расширительным золотником.

При применяемых теперь высоких температурах и давлениях пара приходится устраивать только уравновешенные золотники, т. е. цилиндрические золотники, ибо плоский золотник и золотник Ридера очень легко задираются. Чаще всего применяется обыкновенный цилиндрический золотник с пружинящими уплотнительными кольцами, согласно черт. 30. Двойной цилиндрический золотник Ридера может применяться только при невысоких температурах пара, не превышающих 250° С. При этом внешний золотник имеет большей частью пружинящие уплотнительные кольца, а внутренний, связанный с регулятором, для большей подвижности делается притертым. При температурах пара свыше 250° С внутренний цилиндрический золотник легко защемляется.

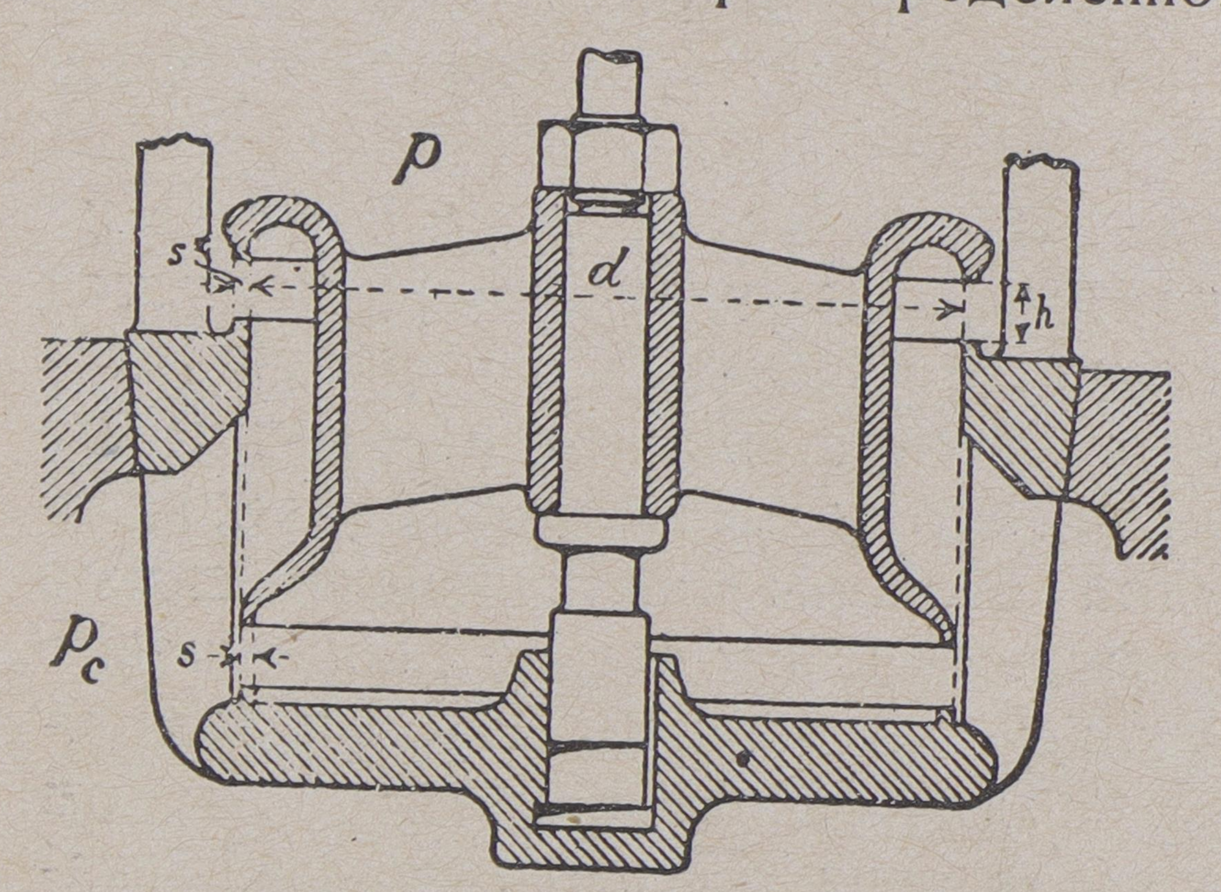
Само по себе двухзолотниковое парораспределение по системе Мейера было бы почти идеальным. Так как отсечка здесь достигается посредством специального золотника — расширительного — то в этом случае мы имеем возможность одинаково быстро открывать и закрывать окна. Благодаря этому потери от торможения пара могут быть доведены здесь до минимума.

24. Клапанное парораспределение.

Клапанное парораспределение относится к расширительным парораспределениям. При нем каждая сторона цилиндра имеет два парораспределяющих органа (клапана), один для выпуска, другой для впуска пара. Поэтому при этом распределении впускной и выпускной каналы отделены друг от друга, что является большим преимуществом для машин, работающих насыщенным паром (уменьшает обмен теплоты).

Преимуществом клапанного парораспределения является то, что на движение клапанов расходуется мало энергии и, кроме того, каждый парораспределительный орган может быт установлен независимо от другого. Благодаря этому является возможность устраивать с каждой стороны поршня независимые друг от друга органы парораспределения и совершенно устранить влияние конечной длины шатуна и эксцентриковой тяги. Но с другой стороны, недостатком клапанного парораспределения являются удары клапанов о неподвижно закрепленные гнезда, в то время, как золотник спокойно скользит в заполненном паром пространстве. Поэтому клапаны менее пригодны для машин с большим числом оборотов. К этому необходимо еще добавить то, что клапан начинает подыматься с нулевой скоростью, а при закрытии снова должен быть приведен в состояние покоя, тогда как золотник допускает такое расположение, при котором открытие и закрытие окон происходит приблизительно в среднем положении эксцентрика. Поэтому требование возможно быстрого открывания и закрывания в случае клапанного парораспределения ведет к чрезмерно большим ускорениям и замедлениям, вследствие чего в начале под'ема и при опускании клапана, несмотря на его небольшой вес, развиваются большие, чем у золотника силы инерции.

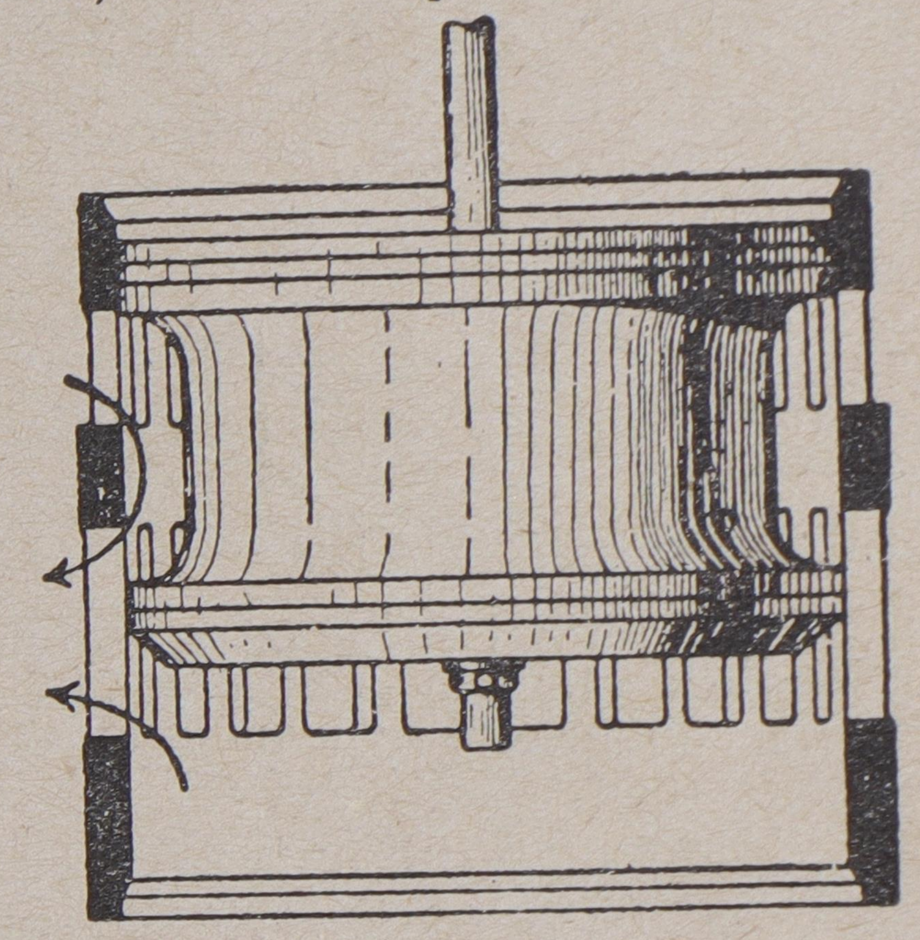
У горизонтальных машин клапаны помещаются на концах цилиндра: впускные — вверху и выпускные — внизу. Впускные клапаны всегда открываются наружу, выпускные же — внутрь. Материалом для клапанов и их гнезд служит исключительно чугун. Клапаны притираются в горячем состоянии, чем достигается во время работы хорошее уплотнение. Во всяком случае, такое уплотнение может быть достигнуто только при определенной температуре пара. Происходит это потому, что расширение клапана и гнезда, хотя бы они и были сделаны из одного и того же материала, никогда не бывает одинаковым. Обыкновенно клапаны изготовляются двухседалищными. Так как обыкновенный тарелчатый клапан, находясь под давлением пара, требует для своего под'ема приложения большой силы, то для разгрузки клапанов им придают цилиндрическую форму. На чертеже 43 представлен, например, впускной клапан в положении впуска. Обе поверхности гнезда плоски и лежат одна над другой. Конические гнезда применяются в настоящее время реже.



Черт. 43. Двухседалищный клапан.

Для возможно большей разгрузки клапана от давления пара, внешний диаметр поверхности гнезда делают меньше внутреннего диаметра d верхней поверхности седла настолько, насколько это нужно для вставления клапана. Кроме того, ширину гнезда s делают по возможности меньше, в среднем, приблизительно 2-3 мм., смотря по величине клапана.

В момент открытия клапана с одной стороны действует давление p свежего пара, а с другой — давление сжатия p_c. Поэтому полагают, что на уплотнительных поверхностях действует наполовину давление p и наполовину давление p_c. Таким образом, нагрузка клапана может быть определена из $\pi \cdot d \cdot s \cdot (p - p_c)$ кгр., где d и s выражены в см. Если сжатие доводится до начального давления, то нагрузка клапана равна нулю, и, следовательно, клапан приподнимается легче, т. е., при высоком сжатии парораспределение работает спокойнее. С уменьшением же нагрузки на клапан соответственно уменьшается и изнашивание парораспределительных органов. Чтобы определить усилие, необходимое для под'ема клапана. необходимо учесть, кроме веса клапана и сопротивления от трения, еще и силу инерции его массы и массы шпинделя, а также и давление пружины, причем давление пара на шпиндель должно быть вычтено.



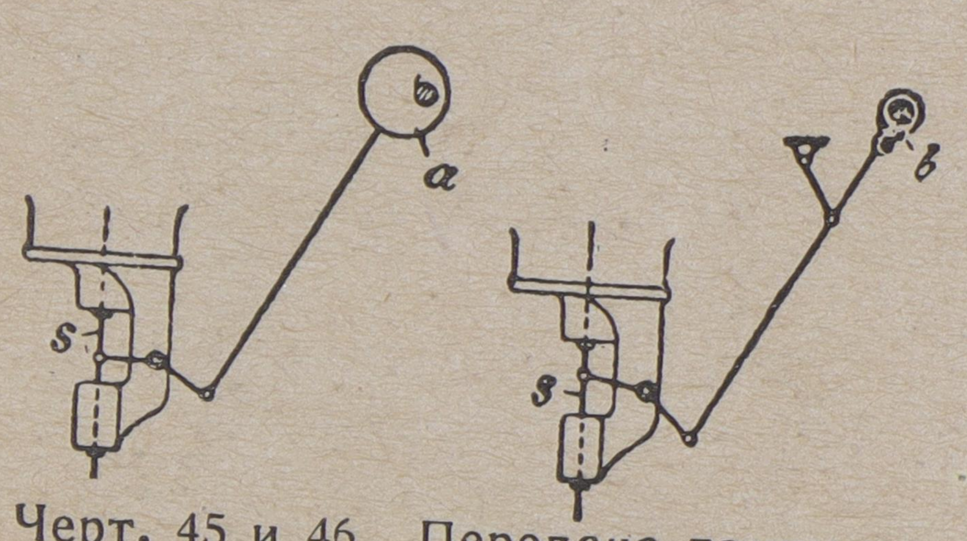
Черт.44. Цилиндрический клапан.

В очень больших машинах применяются также и четырехседалищные клапаны. Благодаря четырем отверстиям диаметр клапана получается меньше, и при одинаковых диаметрах получается меньшая высота под'ема. Малая высота под'ема особенно важна потому, что при допускаемых в настоящее время больших числах оборотов силы инерции не получаются чрезмерно большими.

На чертеже 44. представлен цилиндрический клапан в том виде, в каком его строит фирма Гартманн. Он представляет собою ни что иное, как верти-

кально расположенный цилиндрический золотник, с уплотнительными кольцами. Цилиндрический клапан дает полную разгрузку от давления пара, и обладает притом наименьшим вредным пространством. Кроме того, он обладает преимуществами, свойственными золотнику: спокойным н равномерным ходом а также благоприятными соотношениями в движении. Впуск пара совершается в направлениях, указанных стрелками.

Цилиндрические клапаны располагаются на крышках цилиндров. Такое расположение нередко встречается и у обыкновенных клапанов, так как в этом случае получается возможность свести до минимума вредные пространства, что достигается, однако, за счет доступности ко внутренним частям цилиндра и к поршню.



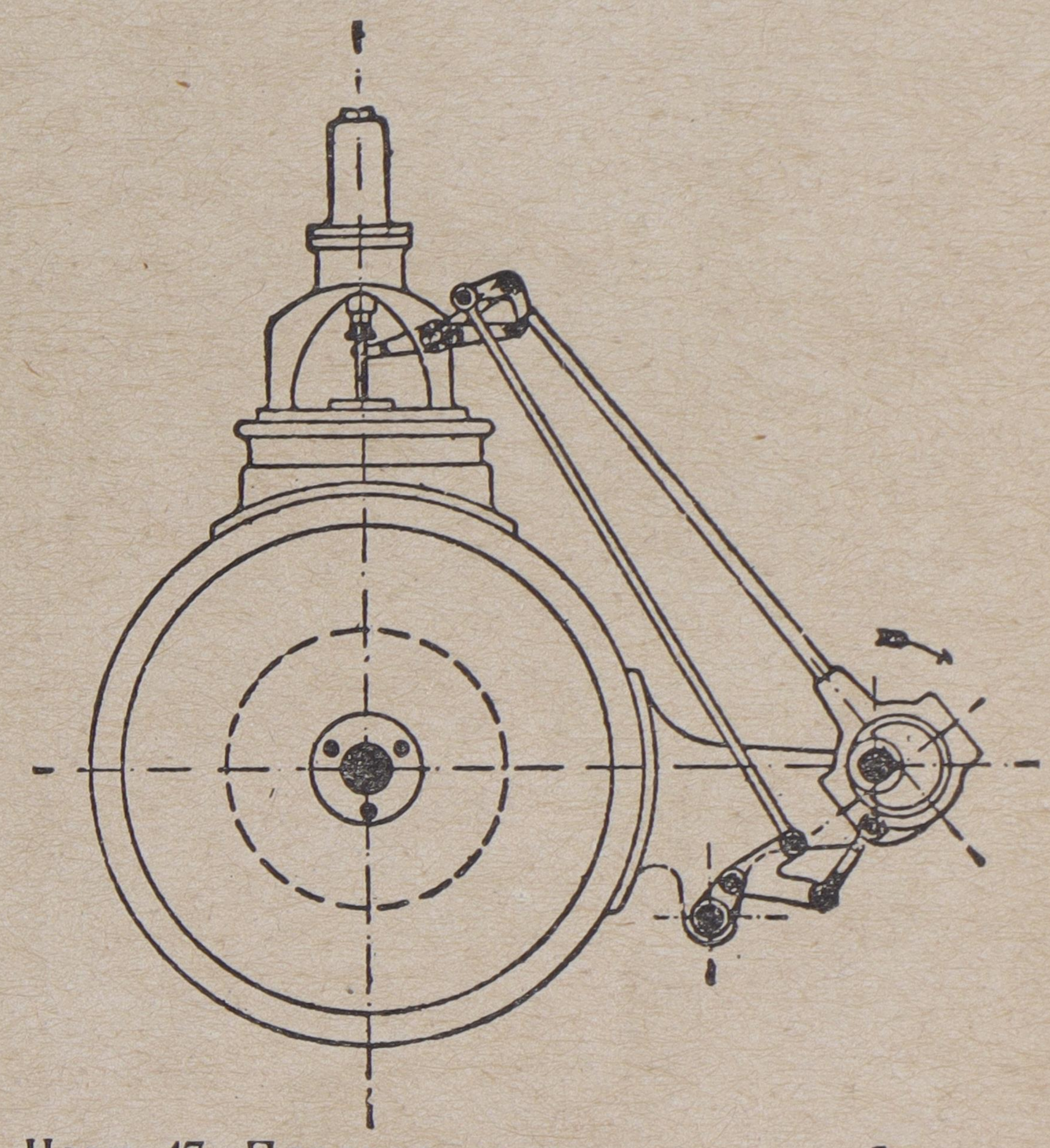
Черт. 45 и 46. Передача движения клапану помощью эксцентрика (*a*) или посредством кулака (*b*).

Клапаны приводятся в движение помощью кулаков (т. е. некруглых дисков), или эксцентриков (черт. 45 и 46). Эти органы насажены на особый распределительный вал, располагаемый у горизонтальных машин сбоку и параллельно продольной оси. Распределительный вал приводится в движение коренным валом при помощи пары зубчатых колес (1 : 1) В настоящее время обычно применяют эксцентрики. Так как при кулачном парораспределении ускорения сообщаются сразу всей массе рычажной передачи, то таковые применяются для тихоходных машин, с числом оборотов не свыше 120 в мин. Преимущество кулачной передачи заключается в том, что кулакам может быть легко придана такая форма, при которой под'ем и опускание клапана происходит постепенно и без толчков, тогда как при эксцентриковой передаче обычно приходится устраивать особые промежуточ-

ные рычажные механизмы между эксцентриком и клапанной тягой, как например, качающиеся кулаки и проч.

Различные конструкции клапанных парораспределений можно разделить на две группы: 1) принудительное и 2) со свободным падением*).

В первом случае под'ем и опускание клапана зависят от приводного механизма. При распределении же со свободным падением, или иначе, при распределении с расцеплением, принудительно происходит только открывание клапана, тогда как закрывание производится пружиной по разобщении кинематической связи между распределительным валом и клапаном. Выпускные клапаны всегда устраиваются с принудительным движением.



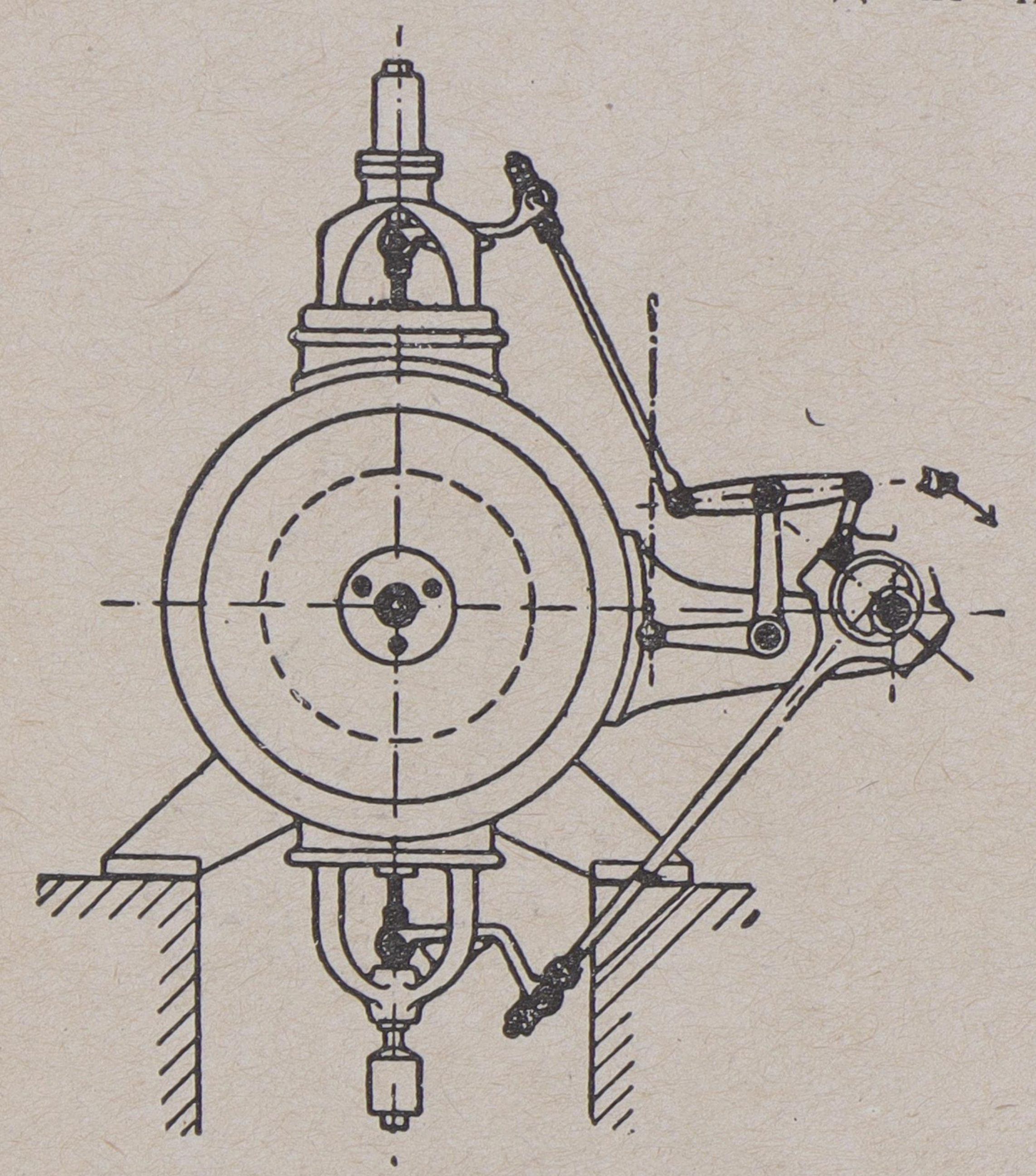
Черт. 47. Парораспределение со свободным падением клапана (система Зульцер).

Раньше парораспределения устраивались только со свободным падением клапанов. Такая конструкция указана, например, на чертеже 47.

Эта конструкция является одной из ее разновидностей, исполняемых формой Зульцер. Распределение с расцеплением имеет то преимущество, что при свободном падении клапан закрывает окно скорее, вследствие чего происходит и мень-

*) Золотниковое парораспределение во всех случаях принудительное.

шее торможение пара. Затем, изменение наполнения посредством регулятора требует меньшей силы, а также при больших наполнениях нет необходимости в большом под'еме клапана. К невыгодным сторонам следует отнести недостаточное регулирование при небольших наполнениях, так как в этом случае рычаги соприкасаются весьма малыми поверхностями, отчего происходит их быстрое изнашивание, так же, как и чувствительных буферов и катарактов. При неправильной установке последних и при недостаточном надзоре за ними клапаны начинают ударять о гнезда, вследствие чего уплотнительные поверхности последних быстро разрушаются. Для устранения недостатков плохого регулирования, особенно вредно влияющего при паралельном включении динамо — машин переменного и трехфразнаго токов применяют перекрывающие клапаны, а также взаимно подвижные выключающиеся рычаги, широко налегающие друг на друга.



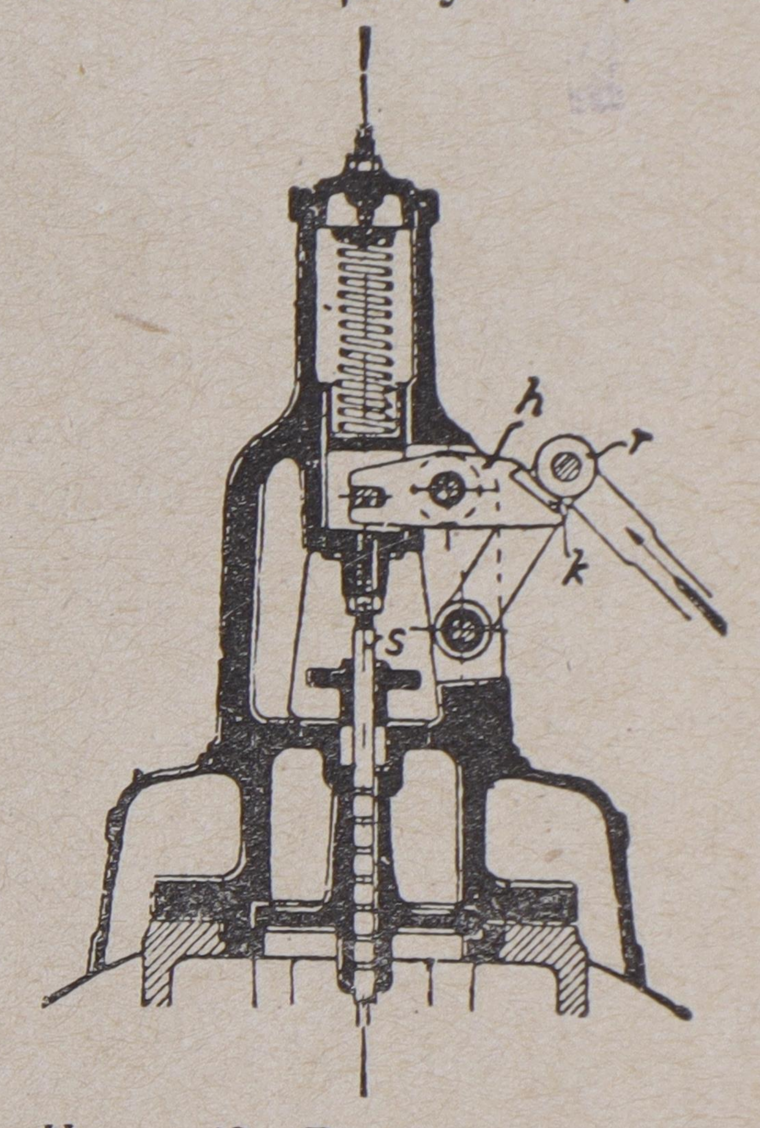
Черт. 48. Принудительное клапанное парораспределение Видмана.

Парораспределение с расцеплением, в виду допускаемых теперь больших чисел оборотов, более не применяется. Оно годится для чисел оборотов, не превышающих 125 в минуту, так как при больших числах оборотов ход становится неспокойным. Поэтому в настоящее время применяют исключительно

принудительное парораспределение. По способу действия оно подразделяется на рычажное и пружинное. В первом случае опускание клапана управляется рычажным механизмом, а во втором — при помощи пружины, размеры которой определяются соответственно силе инерции масс. Кроме того пружина должна еще преодолевать давление пара на шпиндель и трение.

На чертеже 48 представлено весьма распространенное раньше принудительное парораспределение.

Чтобы возможно полнее устранить обратное воздействие органов парораспределения на регулятор в момент под'ема клапана, стараются подыскать такие направления для соединенного с эксцентриком коромысла и клапанной тяги, при которых геометрические оси последних пересекались бы на продолженной оси опорного рычага. В настоящее время подобные парораспределения применяют для чисел оборотов, не превышающих 125 в минуту.



Черт. 49. Пружинное клапанное парораспределение Прелля Швабэ.

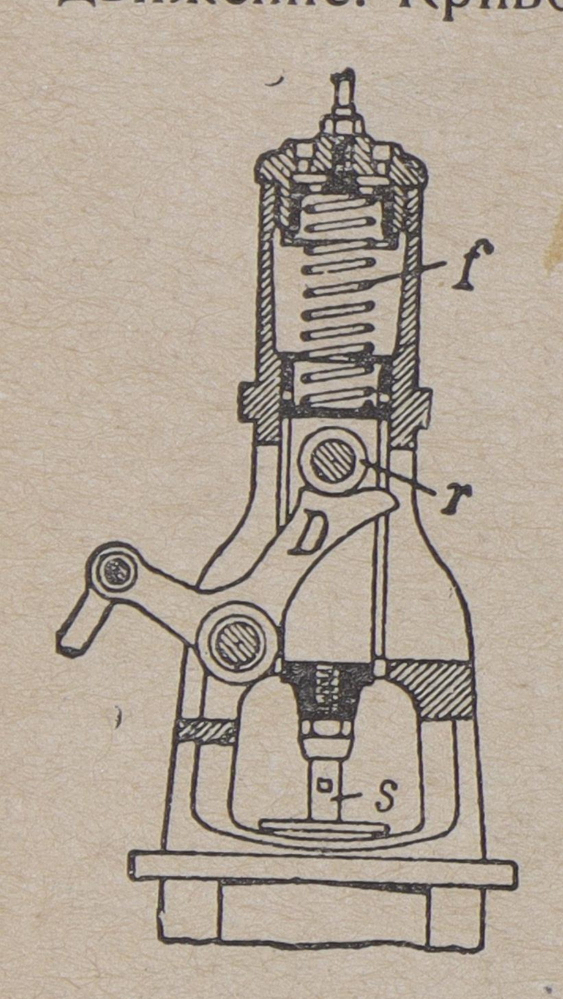
Для больших оборотов лучше всего применять такие системы парораспределительных механизмов, которые, при наибольшей простоте их обладают возможно меньшим числом шарниров, ибо последние по мере изнашивания уменьшают точность парораспределения. К числу таких систем можно отнести принудительное клапанное парораспределение с осевым регулятором по принципу Прелля.

Парораспределение такого рода действует, или при помощи криво очерченных скользящих рычагов, или же при помощи качающихся кулаков и отличается чрезвычайной простотой. Наиболее излюбленной системой

парораспределения с кривоочерченными скользящими рычагами является система Ленца *).

Подобные же системы парораспределения Эльснера, Мюллера и Штейна распространены менее.

Чертеж 49 изображает парораспределение Прелля-Швабэ, представляющее конструкцию, обратную нижеописываемой конструкции Ленца. При накатывании ролика *r* на кривую *k* рычаг *h*, приводящий в движение клапан, будет вынужден совершить качательное движение. Кривой *k* придается такая форма, чтобы медленный вначале, под'ем клапана постепенно ускорялся, потом снова замедлялся и по достижении требуемого полного открытия клапана оставался неизменным, чем устраняется излишний под'ем клапана. Для регулирования наполнения регулятор изменяет ход и угол опережения эксцентриков, действующих на впускные клапаны.



Черт. 50. Пружинное клапанное парораспределение Ленца.

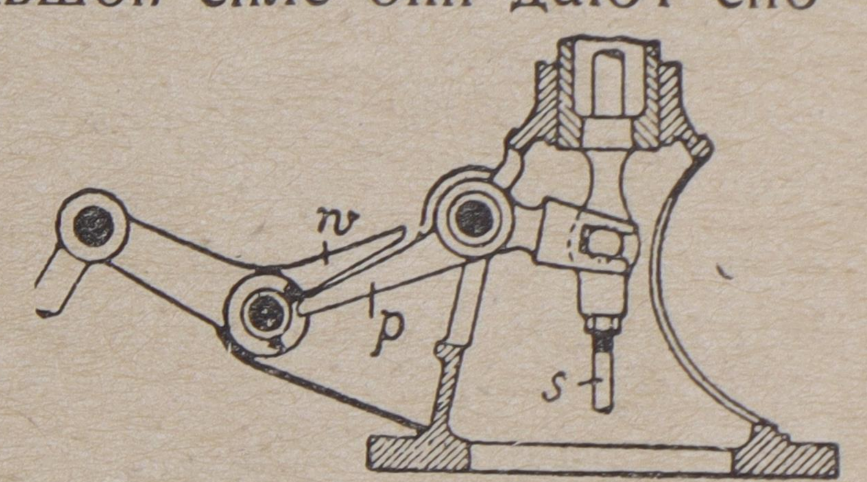
У конструкции Ленца, изображенной на черт. 50, ролик укреплен непосредственно на удлиненом теле клапанного шпинделя. В этом случае по требуемой кривой очерчен конец качающегося кулака *D*. Благодаря такому устройству достигается еще меньшее ускорение масс, чем в парораспределении Прелля-Швабе. Во всяком случае боковое давление кулака на ролик передается здесь шпинделю клапана, а следовательно, и на ведущий поршень. Достоинством этой конструкции по сравнению с парораспределением Прелля является еще и то, что здесь кривая поверхность кулака лежит снаружи и, таким образом, более доступна наблюдению.

---

*) Кривоочерченный скользящий рычаг представляет по идее собственно некруглый диск, отличаясь, однако, от последнего тем, что значительно умеряет ускорения, сообщаемые массам

Повидимому, будущее принадлежит парораспределению с кривочерченными скользящими рычагами. Однако, при этом предполагается, что цапфы и шарниры изготовлены столь тщательно, что быстрое изнашивание их будет избегнуто. Особо благоприятные результаты могут быть получены в случае комбинирования вышеупомянутого рычажного механизма с цилиндрическим клапаном.

В настоящее время катящиеся рычаги совсем не применяются, хотя при большой силе они дают спокойный под'ем и быстрое возрастание скорости под'ема клапана. Недостатком их является чрезмерно большой под'ем клапана при больших наполнениях, а также и очень большие силы инерции, при этом развиваемые, что происходит от того, что масса катящихся рычагов тоже получает ускорение. Массы же здесь довольно значительны потому, что подверженные изгибающим усилиям рычаги должны иметь соответственно большие размеры. Наименьшие массы возможно еще получить в том случае, когда катящиеся рычаги укреплены в неподвижных точках вращения, как это указано на черт. 51.



Черт. 51. Клапанное парораспределение с катящимися рычагами.

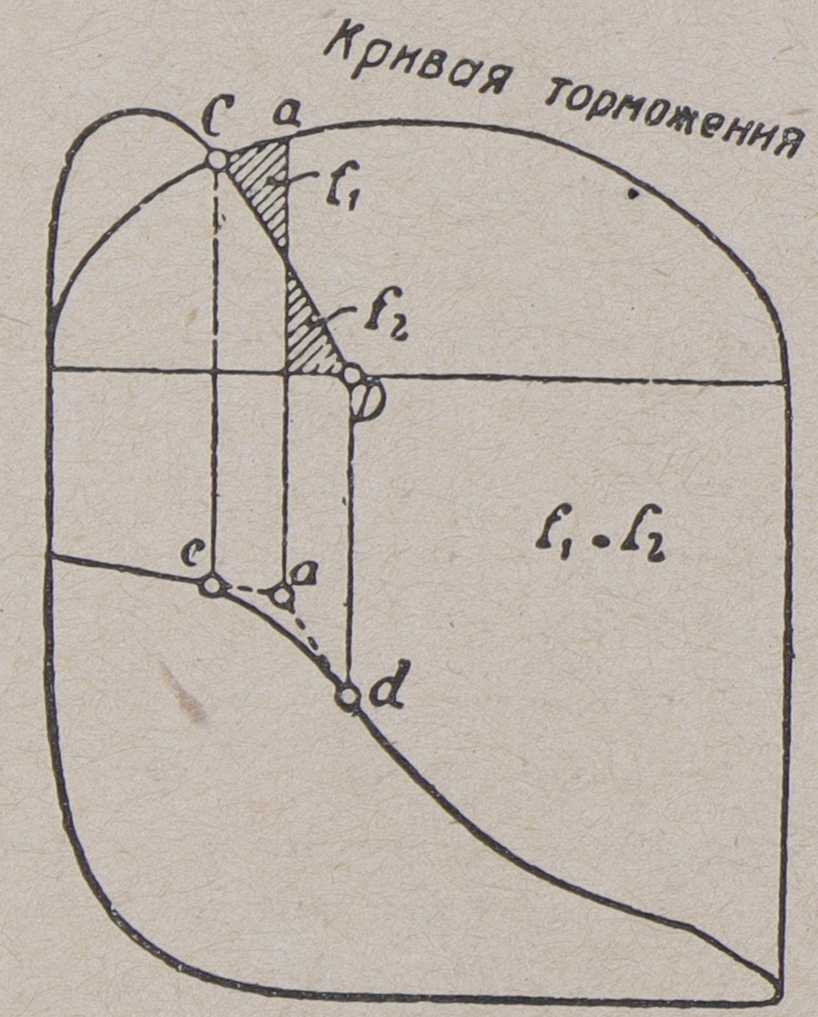
Было время, когда для улучшения паровой машины стремились конструировать клапанное парораспределение кинематическим — как можно более сложным. Каждая большая фирма считала необходимым ввести несколько видов парораспределения своей системы. Однако, с введением больших чисел оборотов, все эти системы парораспределений исчезли, уступив место простейшим конструкциям.

Для суждения о целесообразности принятого парораспределения обыкновенно вычерчивают диаграмму под'ема клапана (черт. 52) для различных наполнений, взяв соответственно золотниковому элипсу пути пор-

шня за абсциссы, а за ординаты — соответствующие под'емы клапана. Такая диаграмма дает представление о скоростях и ускорениях клапана. Нанося, кроме того, еще так называемую кривую торможения можно приблизительно определить, согласно черт. 53, на индикаторной диаграмме начало торможения пара. Кривая торможения получается путем определения под'емов клапана, соответствующих различным положениям и скоростям поршня, причем скорость пара принимается в 60—80 м./сек. Выше же этой скорости пара и начинается ускоренное торможение.



Черт. 52. Диаграмма под'ема клапана.



Черт. 53. Способ приближенного определения отрезка кривой *cd*.

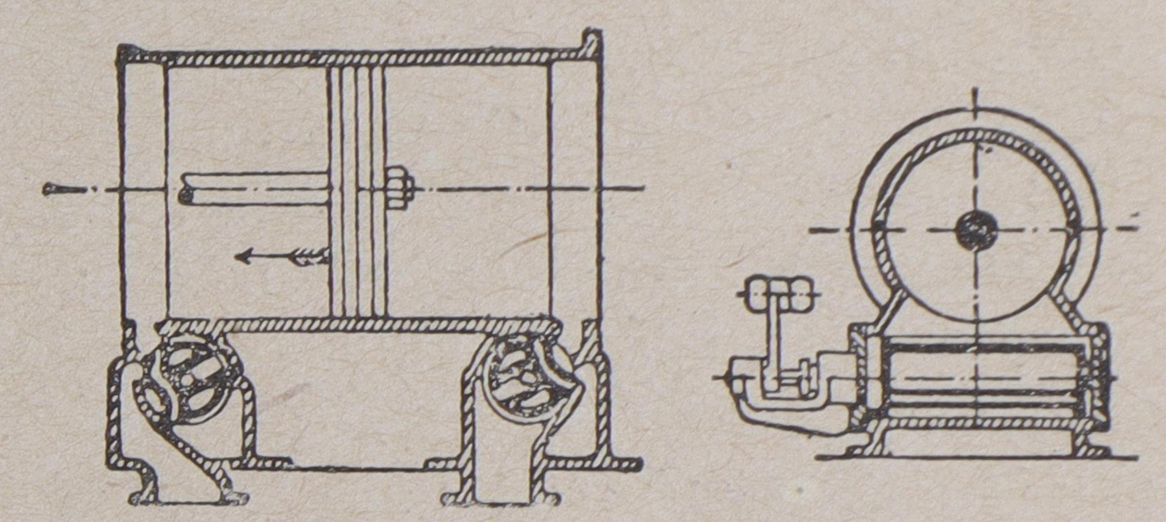
В машинах с конденсацией, которые должны работать также и со свободным выпуском, для быстрого изменения степени сжатия обыкновенно пользуются переставными эксцентриками. Перестановкой эксцентрика и изменением длины эксцентриковой тяги можно установить желаемое сжатие и опережение выпуска.

25. Парораспределение с поворотным золотниками.

Парораспределение с поворотными золотниками, называемое также парораспределением Корлиса, со-

стоит из 2 или 4 цилиндрических золотников. Черт. 54 и 55 показывают такую конструкцию в применении к небольшим машинам, снабженным только двумя золотниками.

Поворотный золотник совершает колебательное движение. Он имеет несложную форму и дешев в изготовлении. Эти золотники дают возможность свести до минимума вредные пространства с их вредными охлаждающими поверхностями. И, наконец, они не пропускают пара, ибо паром же плотно прижимаются к своему гнезду.



Черт. 54 и 55. Парораспределение поворотными золотниками

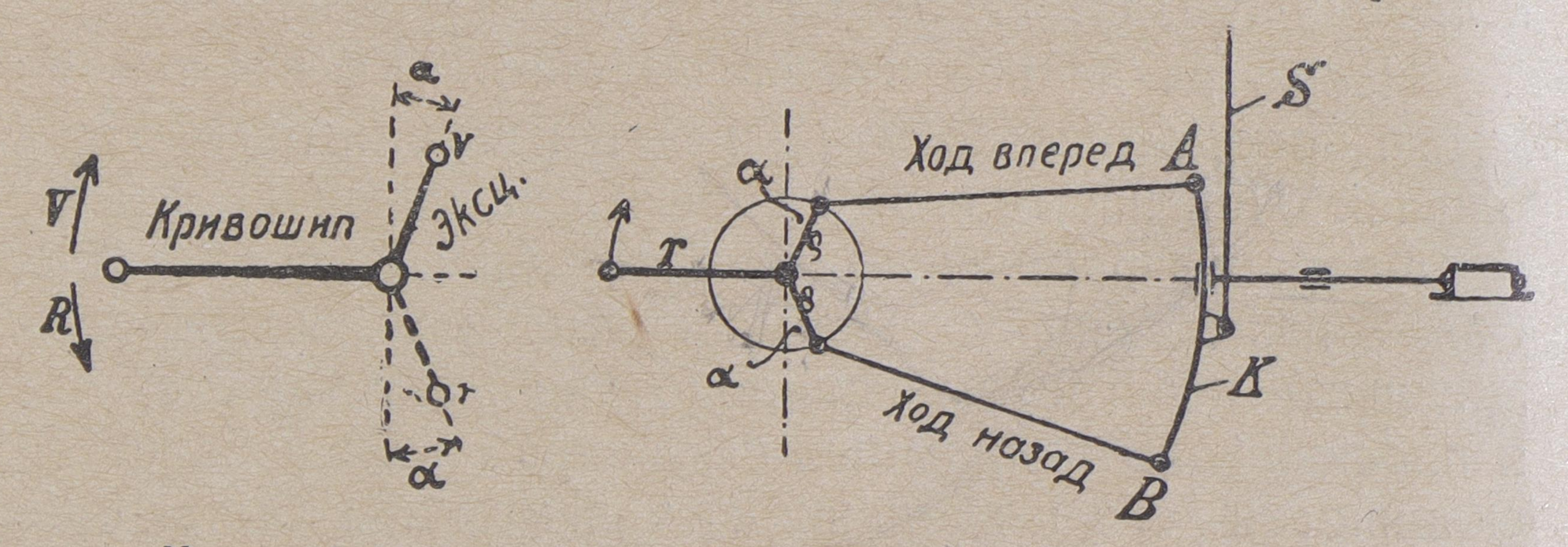
Несмотря на все эти преимущества, в настоящее время поворотные золотники почти вышли из употребления. При насыщенном паре и давлениях до 8 атм. этот парораспределительный орган был одним из наиболее излюбленных. При современных высоких давлениях и перегретом паре золотник этот так же, как и плоский золотник, вышел из употребления вследствие склонности его к заеданию. Он мог бы быть еще применен в цилиндре низкого давления, но так как при современных, столь излюбленных конструкциях тандэм-машин, сопряжение приводного механизма системы Корлиса, устроенного у Ц. Н. Д., с механизмом для клапанного парораспределения у Ц. В. Д. представляет только лишь излишние затруднения, то естественно, что и в данном случае золотник этот не оправдывается. Насколько известно автору, въ настоящее время парораспределение поворотными золотниками применяется еще только в Америке.

26. Механизмы для перемены хода машины.

Если парораспределительный эксцентрик будет повернут на $180^0 - 2\alpha$, сообразно черт. 56, то тем

самым изменится направление вращения машины. Эксцентрик при этом может быть устроен свободно подвижным, или переставным. Другими средствами для перемены хода машины являются: замена впускных каналов выпускными, и наоборот, применение обратных рычагов, применение подвижных золотниковых зеркал и, наконец, устройство кулисс и коромысел. Важнейшими системами для перемены хода являются кулиссы и коромысла, применяемые в паровозах, судовых машинах, машинах для прокатных станов и в под'емных машинах. Этими механизмами достигают не только удобной перемены хода, но также и произвольного изменения наполнения.

Здесь невозможно указать все различные системы кулисс и коромысел. Вполне достаточно будет раз'яснить здесь сущность парораспределеиия при помощи кулиссы, разобрав систему Стефенсона. Это парораспределение часто применяется в под'емных машинах, машинах для прокатных станов и судовых машинах.



Черт. 56. Черт. 57. Кулисса Стефенсона.

Сущность действия кулиссы Стефенсона (черт. 57) заключается в следующем: на коренной вал насажены два эксцентрика с эксцентриситетом ρ, который у одного опережает, а у другого отстает от кривошипа на $90^0 + \alpha$. Верхний эксцентрик опережающий, нижний — отстающий. От эксцентриков к концам A и B кулиссы K идут тяги. Опустив кулиссу при помощи подвески S до A, получим на золотнике действие опе-

режающего эксцентрика, и машина получит передний ход. Подняв же кулиссу до *B*, получим движение от эксцентрика для обратного хода. В промежуточных положениях на золотник действуют оба эксцентрика, вследствие чего перемещения его могут быть представлены, как бы происходящими под действием некоторого равнодействующего эксцентрика. В настоящее время излюбленным кулиссным парораспределением для паровозов является повсеместно признанное парораспределение Гейзингера*).

27. Выбор системы парораспределения.

В настоящее время обычно применяют клапаны или обыкновенные цилиндрические золотники с пружинящими уплотнительными кольцами и осевым регулятором. Плоский золотник применяется только в крайних случаях, в машинах, работающих насыщенным паром с давлением до 8 атм., или же в цилиндре низкого давления небольших компаунд-машин. Поворотные золотники тоже почти не применяются.

Для малой и средней мощностей, как показали опыты, обыкновенный цилиндрический золотник с уплотнительными кольцами вполне может заменить клапаны. Для больших же мощностей размеры цилиндрических золотников получаются слишком большими, соответственно чему увеличиваются и трение и изнашивание, вследствие чего в таких случаях выгоднее применять клапаны. При большом числе оборотов, — около 200 — цилиндрические золотники выгоднее клапанов.

Часто приводимое в пользу клапанного парораспределения преимущество разделенных впускных и выпускных каналов, раньше, когда работали еще насыщенным паром, без сомнения, имело большое значение. С переходом же на работу с перегретым паром это разделение уже не играет той роли, как прежде*).

*) Называется также, например, в Бельгии, парораспределением Вальшаерта. Прим. Ред.

Между прочим можно заметить, что разделение паровых каналов равно, как и двойное открытие при золотниковом парораспределении, возможно также и при клапанном; достаточно указать на новые компаунд-локомобили Вольфа, работающие перегретым паром.

Что касается клапанного парораспределения, то можно сказать, что в настоящее время всегда придерживаются систем с принудительным движением, и притом с кулаками или рычагами, очерченными по определенной кривой. Парораспределение со свободным падением, а также с расцеплением, пригодно для чисел оборотов, не превышающих 125 в минуту. Однако при небольших числах оборотов парораспределение с расцеплением нисколько не уступает таковому с принудительным движением, но только в том случае, если предусмотрено безукоризненное регулирование на холостом ходу и при малых нагрузках.

Некоторые фирмы применяют также цилиндрические клапаны. Последние соединяют в себе преимущества золотника и клапана и являются поэтому хорошими парораспределительными органами.

При мощностях до 60 — 100 Л. С. золотниковое парораспределение (с цилиндрическим золотником) обычно предпочитают клапанному, так как золотниковые машины в постройке обходятся дешевле.

VI. Регуляторы.

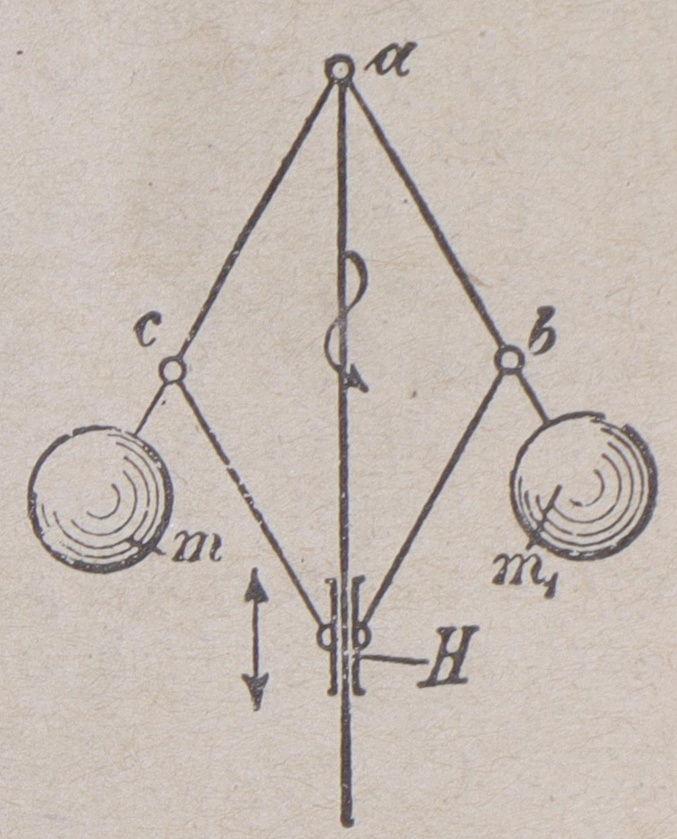
28. Назначение и рабочий процесс регуляторов.

В то время, как маховик регулирует ход машины за время одного оборота, регулятор должен поддерживать постоянство чисел оборотов на протяжении всей работы машины. Следовательно, он регулирует среднюю скорость вращения машины и одновременно с этим поддерживает соответствие между мощностью

*) Это доказывается цифровыми данными для расхода пара локомобилями системы Вольфа.

[сил]ее и потребностью в рабочей силе в каждый данный [м]омент.

Регулятор (чертеж 58) имеет два маятника с грузами m и m_1 по концам, каковые в установившемся состоянии, в зависимом от нагрузки машины, занимают то или иное положение. С изменением нагрузки соответственно увеличивается или уменьшается и скорость вращения их, а вместе с тем изменяется и величина центробежной [с]илы массы грузов. В результате мы получаем падение или под'ем муфты (втулки) H, последняя же, действуя на систему рычагов регулирующего механизма, и устанавливает соответствующее новой нагрузке наполнение машины *).



Черт. 58. Регулятор Уатта.

Чем быстрее совершается изменение наполнения, и чем меньше при этом колеблется скорость, тем регулирование точнее.

29. Статические, астатические и псевдоастатические регуляторы.

Регулятор при различных положениях муфты может находиться в состоянии устойчивого и безразличного равновесия. Всякий хороший, непосредственно действующий регулятор в каждой точке перемещения его муфты должен быть устойчивым, иначе говоря, статическим; т. е., с под'емом муфты и с увеличением расстояния между грузами и осью количество его оборотов должно постоянно расти. Если же с под'емом муфты количество оборотов уменьшается, то регулятор находится в состоянии неустойчивого равновесия. Такие регуляторы совершенно непригодны.

*) Регулирование торможением впускаемого пара нерационально.

Астатическим или безразличным называется такой регулятор, у которого каждому положению муфты соответствует одинаковое число оборотов. С увеличением или уменьшением последнего муфта регулятора сейчас же принимает высшее или низшее положение. Поэтому такие регуляторы годятся только для непрямого действия.

От хорошего непосредственно действующего регулятора прямого действия требуется, чтобы он по возможности приближался к состоянию астатичности, т. е. чтобы изменение скорости при под'еме или опускании муфты было бы по возможности меньше. Вследствие этого такой регулятор называется также псевдоастатическим (слабо-уравновешенным).

30. Степень неравномерности и нечувствительности регуляторов.

Согласно вышесказанному каждому положению регулятора соответствует не только определенная мощность, но и определенное число оборотов. Последнее меньше всего при полной нагрузке, и наибольшее при холостом ходе. Представив себе регулятор без трения и несвязанным с передаточным механизмом, мы будем понимать под теоретической степенью неравномерности δ отношение между разностью наибольшего и наименьшего чисел оборотов и средним их числом, т. е.

$$\delta = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{средн}} = \backsim 2 \cdot \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{max} + n_{min}}.$$

δ должно быть по возможности мало. Слишком малое значение для δ также нежелательно, ибо в этом случае при перемене нагрузки регулятор прежде, чем успокоиться, колеблется долгое время. С другой же стороны, чем больше δ, тем скорее регулятор устанавливается в новом положении равновесия. У существующих регуляторов обыкновенно $\delta = 0{,}02-0{,}08$. Чтобы быть в состоянии выбрать δ по возможности

малым, избегая в то же время длительных колебаний регулятора при изменениях скорости, применяют жидкостные катаракты (масляные тормоза). Однако последние, вследствие их сопротивления, обусловливают значительную нечувствительность регулятора (см. также § 32).

Чем меньше была выбрана степень неравномерности δ, регулятора, тем тяжелее должен быть маховик, и тем большую окружную скорость он должен иметь.

Степень неравномерности пружинного регулятора, вследствие наличия меньших масс, меньше, чем у грузового регулятора.

Так как при изменении своего положения связанный с рычажным механизмом регулятор должен преодолевать известное сопротивление, то под'ем или опускание муфты начинается тогда, когда число оборотов отклоняется на известную величину в ту или другую сторону от теоретического. Сопротивление движению, которое необходимо преодолеть, слагается из полезного сопротивления рычажного механизма и собственного трения регулятора. Сила на муфте последнего должна быть, по крайней мере, равна сопротивлению движения.

Если при определенном среднем числе оборотов n для под'ема и опускания муфты нужны числа оборотов превосходящие n_1 и низшие n_2, то степень нечувствительности.

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n}.$$

Степень нечувствительности тем больше, чем больше сопротивление движения регулятора и, наоборот, тем меньше, чем больше вес грузов и нагрузка муфты. От хорошего регулятора необходимо требовать как можно меньшую степень нечувствительности. Обычно она не должна быть меньше степени неравномерности маховика, иначе при каждом ходе поршня

получается дрожание (прыгание) регулятора. Кроме того, степень нечувствительности не может быть меньше допускаемой по Толле степени неравномерности регулятора. По большей части, $\varepsilon = 0{,}04$. В проспектах заводов, изготовляющих регуляторы, степень нечувствительности обыкновенно указывается, как $\frac{\varepsilon}{2}$, т.е., вместо 4% указывается только 2%.

Общая или действительная степень неравномерности регулятора вместе с рычажным механизмом приблизительно равна $i = \delta + \varepsilon$.

Значение i характеризует колебания оборотов в установившемся состоянии работы, включительно до самых больших чисел оборотов. Обыкновенно гарантируется, что в установившемся состоянии разница между числом оборотов на холостом ходу и при нормальной нагрузке равна приблизительно 5%, и что при постоянной нагрузке колебания чисел оборотов не превышают 0,5%.

31. Энергия и работоспособность регуляторов.

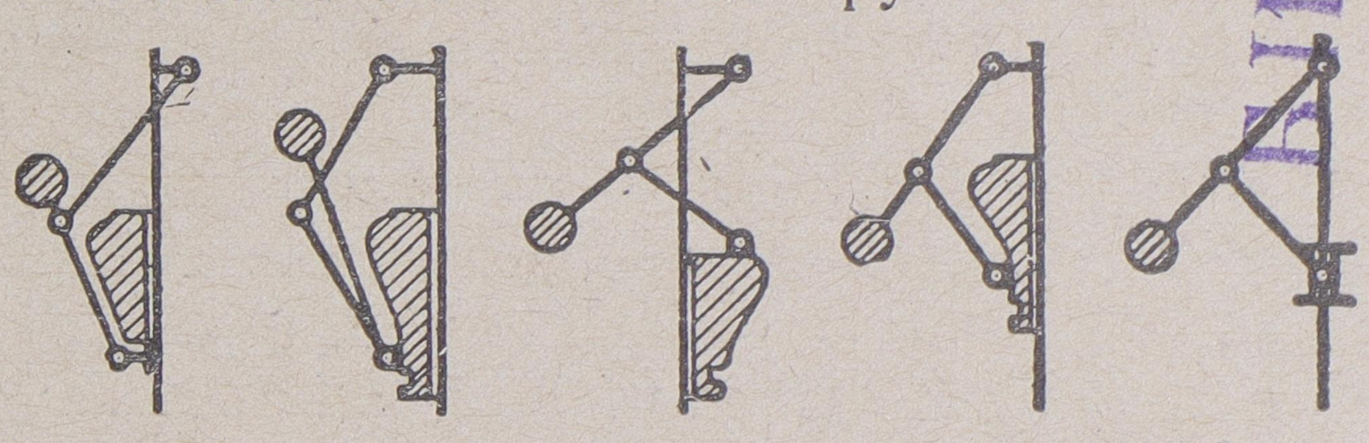
Под энергией S понимают ту силу, которая существует на муфте находящегося в покое регулятора, разобщенного с установочным механизмом. Величину S легко определить уравновешивая давления на муфту в различных положениях ее при неподвижном шпинделе. Наилучшие результаты получаются при неизменной величине S, так как при этом степень нечувствительности регулятора для всех положений муфты остается приблизительно одной и той же.

Под работоспособностью A регулятора понимают произведение средней энергии S_m на величину хода муфты s, т. е. $A = S_m \cdot s = \int S\,ds$. Чем больше обратное действие парораспределения на регулятор, тем большая должна быть придана ему работоспособность *).

*) Срав. М. Толле. — Установочная сила регулятора — „Z. d V. d. I." 1899 г стр 466.

32. Системы регуляторов.

Для паровых машин применяются почти исключительно центробежные регуляторы прямого действия. Они подразделяются на регуляторы с грузами и на пружинные регуляторы. К первым относятся системы, изображенные на черт. 59—63, ко вторым — системы по черт. 64—66. Действие грузовых регуляторов основано на использовании центробежной силы грузов; у пружинных же регуляторов, наоборот, на противодействии этой силе силы сжатых пружин.



Гартунг. Прелль. Клей. Портер. Уатт.

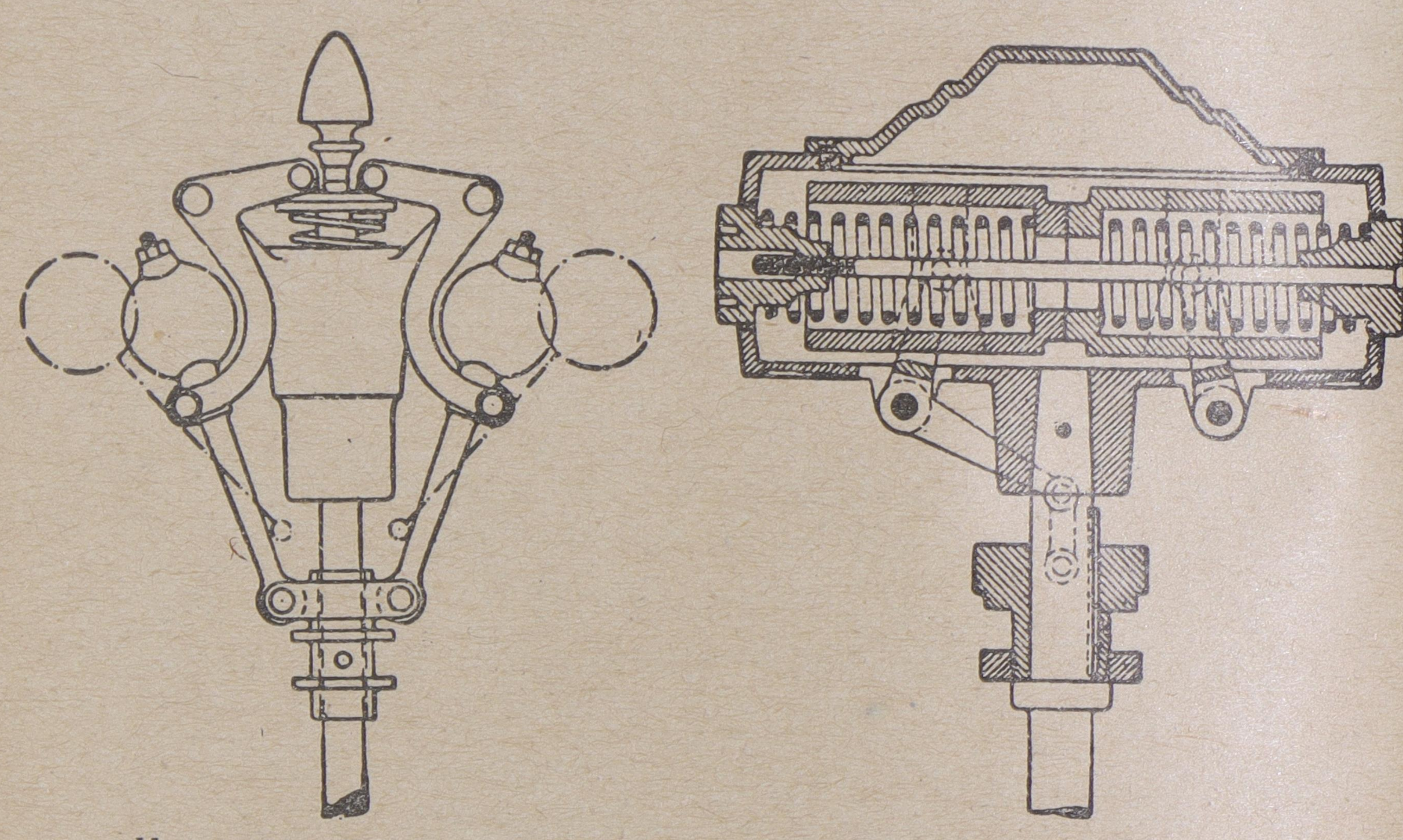
Черт. 59—63 Различные регуляторы с грузами.

У регулятора Уатта (черт. 63) регулирование производится исключительно действием вращающихся грузов, тогда как у прочих систем (черт. 59—62) применен более удобный способ уравновешивания тяжести муфты. Последнее увеличивает установочную силу регулятора и уменьшает степень его нечувствительности. Но во всяком случае уравновешение тяжести муфты имеет тот недостаток, что благодаря влиянию масс легко получаются избыточные силы, а также появляются колебания регулятора. Эти колебания заглушаются при помощи указанного в § 30 масляного тормоза. Таким образом, чтобы избегнуть влияния веса муфты, обыкновенно ее уравновешивают пружинами (пружинный регулятор).

Вращающимся массам обыкновенно придают форму маятника, поэтому и самый регулятор называется маятниковым. При этом регуляторы разделяют на

конические (черт. 58—64) и осевые, иначе — плоские (черт. 33 и 66). У последних маятник находится все время в одной и той же плоскости, перпендикулярной к шпинделю.

У конических регуляторов точка вращения маятника или укреплена неподвижно на оси вращения (черт. 58), или же передвигается по ней (черт. 64). В первом случае подвешивание маятника называется непосредственным или прямым, во втором — обращенным или косвенным.



Черт. 64. Пружинный регулятор.

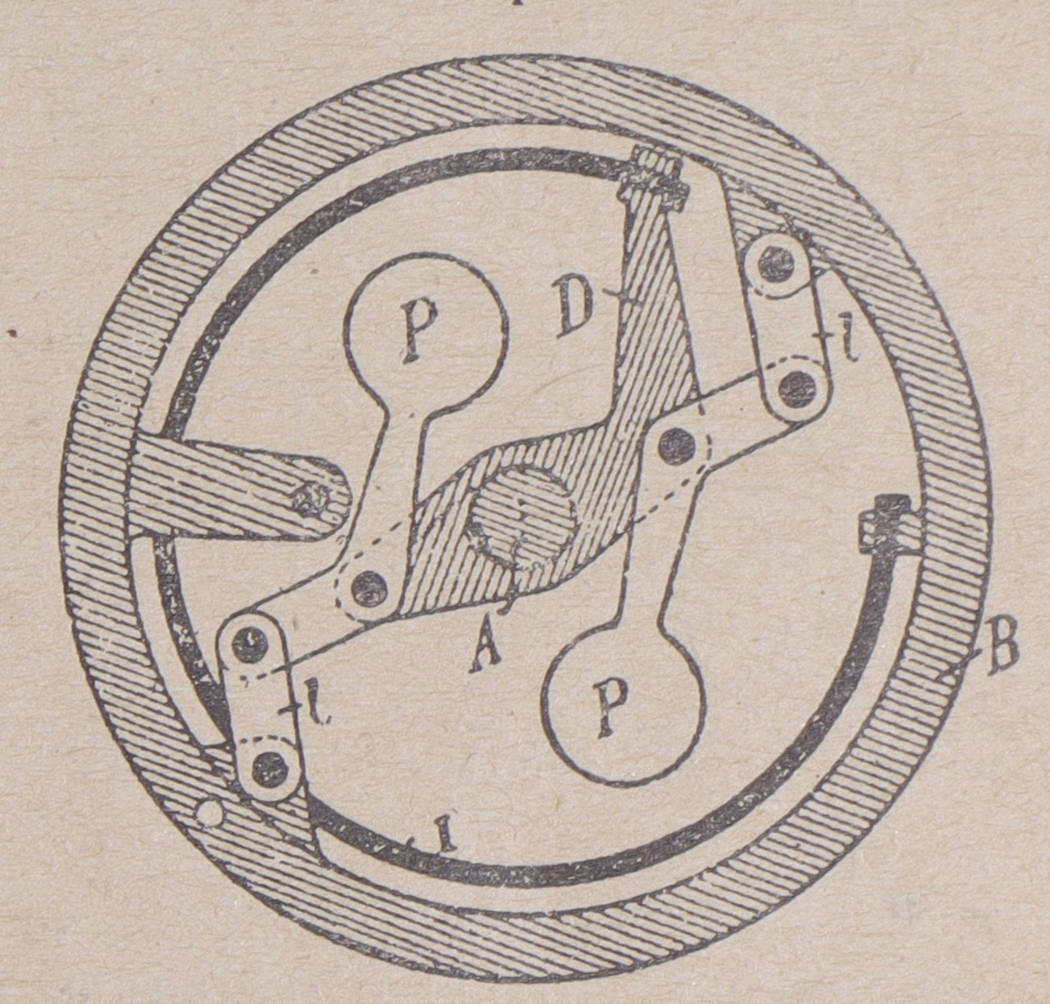
Черт. 65. Пружинный регулятор Гартунга.

Передача движения вращающихся масс на муфту происходит или при помощи кривошипного механизма (черт. 58), или же при помощи кривошипа с кулиссой.

Маятниковый регулятор с сравнительно небольшой энергией (большей частью плоский регулятор), связанный с вспомогательной качающейся массой, называется регулятором постоянства. Примером регулятора этого рода может служить конструкция Ленца (черт. 66). Сопротивление инерции массы кольца В, появляющееся при всяком изменении скорости, со-

общается маятнику P и весьма значительно увеличивает тем самым установочную силу последнего.

К особому виду относятся так называемые регуляторы мощности. В противоположность обыкновенным регуляторам они применяются для достижения больших пределов изменения скорости машины. Поэтому регуляторы мощности в высшей степени статичны, т. е. они имеют высокую степень неравномерности. Применяются они, главным образом, в тех случаях, когда надо преодолевать постоянное сопротивление, напр., в насосах, компрессорах, воздуходувных машинах. В этих случаях производительность можно регулировать только изменением скорости. Наиболее известными регуляторами производительности являются системы Вейса, профессора Штумпфа и Толле.

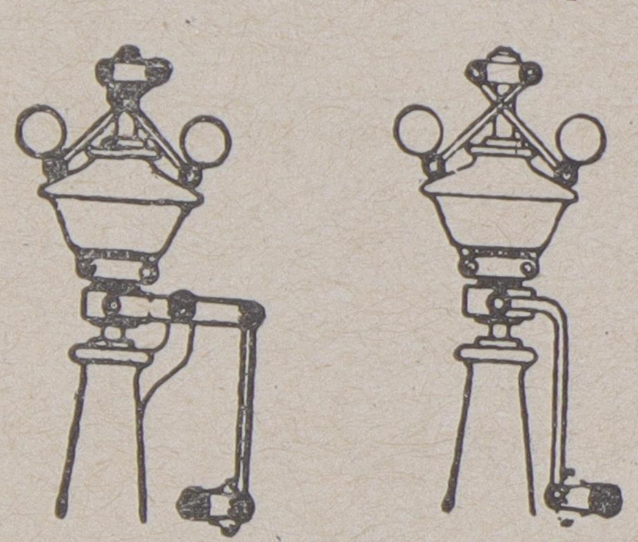


Черт 66. Осевой регулятор Ленца (схематически).

Изготовление регуляторов прямого действия сосредоточено в настоящее время на специальных заводах. Поэтому задача конструктора паровых машин сводится, по большей части, лишь к выбору наиболее подходящей модели из числа существующих в продаже.

Так как у хороших регуляторов перемещения маятника происходят вблизи астатической точки, то мы не можем по собственному усмотрению изменить ход муфты какого-нибудь неизвестного нам регулятора, ибо в таком случае легко может наступить неустойчивое равновесие (см. черт. 70 и 71).

В настоящее время весьма распространены осевые регуляторы. Наиболее известными из них являются регуляторы Прелля, Штейна и Ленца. Регуляторы этих систем непосредственно действуют на парораспределение таким образом, что изменяют эксцентриситет и угол опережения *). Наоборот, у конических регуляторов, сперва должны быть приведены в действие муфта и установочное приспособление (черт. 67 и 68).



Черт. 67 и 68. Соединение регулятора с установочным механизмом.

Машины с осевыми регуляторами отличаются спокойным ходом и производят приятное впечатление С другой стороны, изготовление плоских регуляторов обходится дороже конических, а кроме того, оин имеют тот недостаток, что по ним нельзя судить, насколько нагружена машина.

33. Графическое исследование регуляторов **).

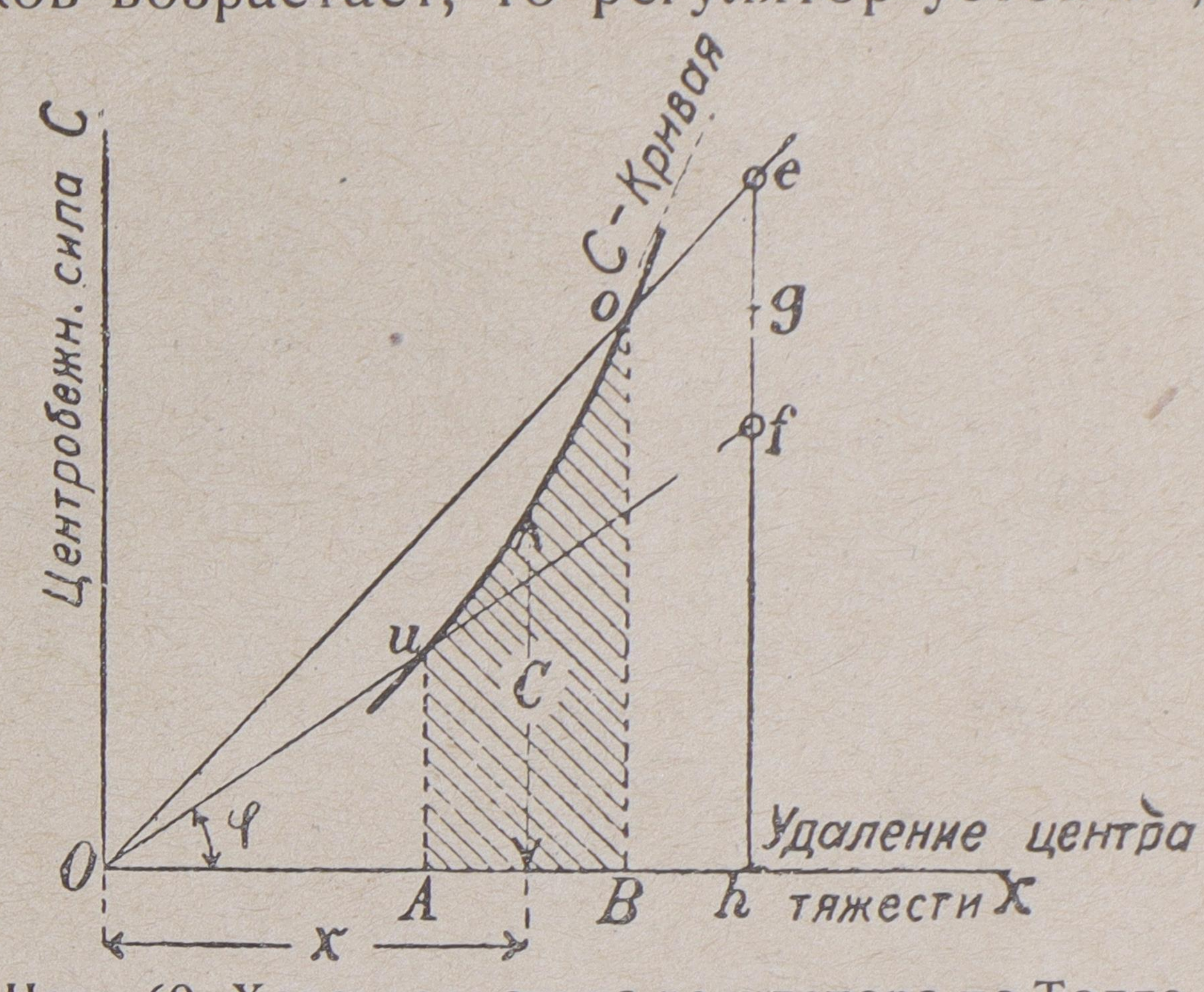
Определяя центробежные силы C качающихся масс для различных положений какого-нибудь конического регулятора и откладывая затем их величины, как ординаты, от соответствующих точек центра тяжести, мы получим так называемую характеристику регулятора, или его C-кривую (черт. 69).

Если u соответствует нижнему, а o верхнему положениям регулятора, то энергия его будет выражаться заштрихованной площадью. Если ре-

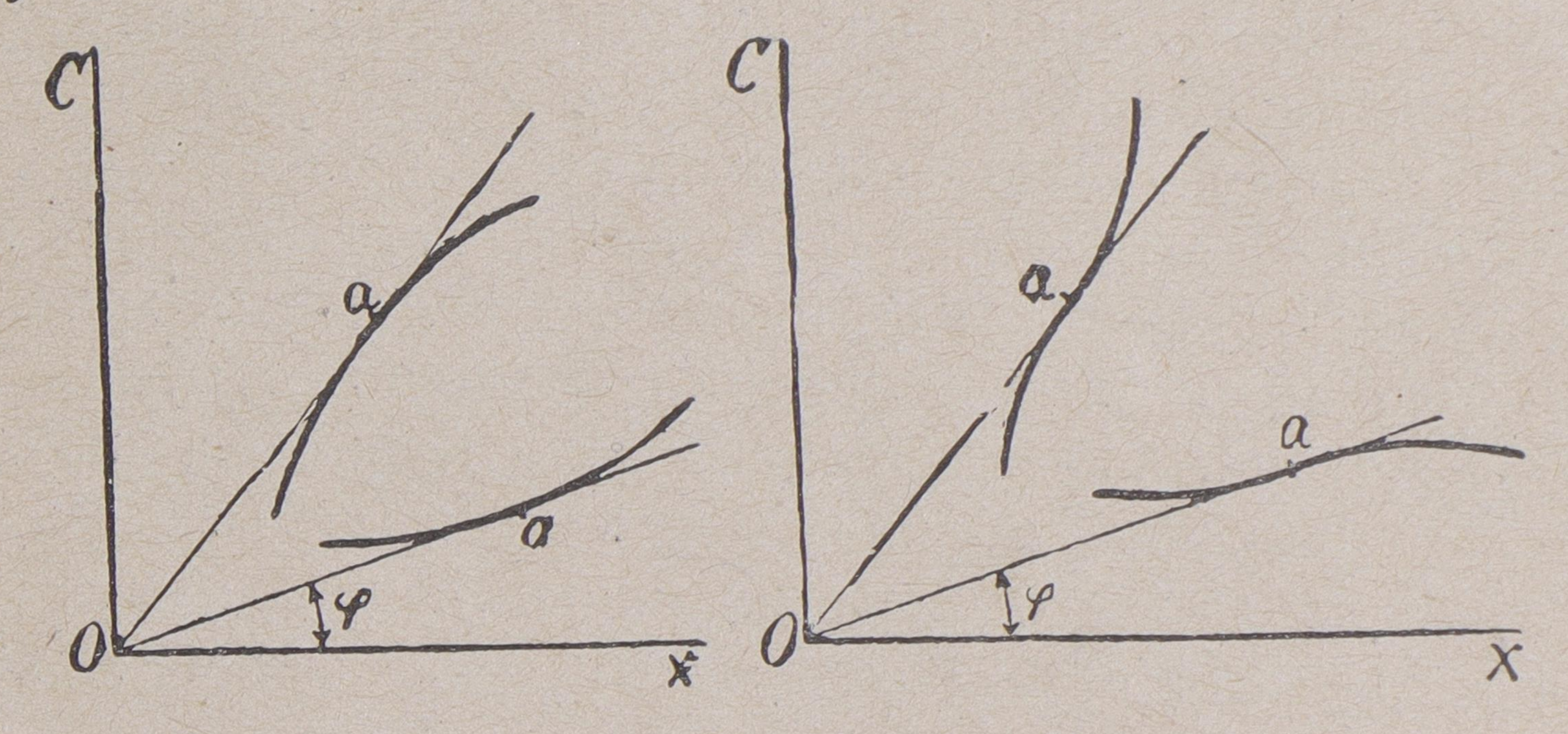
*) Легче всего ознакомиться с принципом действия этих регуляторов на осевом регуляторе, изображенном на фиг. 33 (конструкция Р. Вольфа), описанном уже раньше в § 23. Эксцентрик подвешен здесь в точках a и b. Когда маятники вращаются на своих осях P_1 и P_2, то все точки эксцентрика описывают дуги окружностей.

**) По М. Толле. — Материалы для суждения о центробежных маятниковых регуляторах — (Beiträge zur Beurteilung der Zentrifugalpendelregulatoren) Z. d. V. d. I. 1895 и 1897 гг.

гулятор астатичен, то кривая C будет прямой, проходящей через точку O. Если угол φ с увеличением размаха маятников возрастает, то регулятор устойчив, если же φ уменьшается — регулятор неустойчив. На черт. 70 через a обозначена астатическая точка. Она отделяет полезную часть действия регулятора от вредной. Если же a, как на чертеже 71, является точкой перегиба кривой, то регулятор может быть, как устойчивым, так и неустойчивым.



Черт. 69. Характеристика регулятора по Толле.



Черт. 70 и 71. Различные формы C-кривой.

Проведя, как показано на черт. 69, через конечные точки u и o рассматриваемого отрезка кривой C радиусы — векторы Ou и Oo, и восстановив произвольный перпендикуляр he, получим степень неравномерности: $\delta = \frac{ef}{2 \cdot gh}$, причем g делит пополам линию ef. И, наоборот, при данном наинизшем поло-

жении муфты можно найти для определенной ее наивысшее положение

34. Регулирование числа оборотов.

Увеличивая или уменьшая при помощи груза или пружины нагрузку муфты, можно, в свою очередь, повысить или понизить число оборотов машины. Такое изменение числа оборотов бывает нужно, например, для выравнивания фаз при параллельном включении генераторов переменного или трехфазного токов. При этом изменение нагрузки муфты может производиться от руки, или же при помощи небольшого электромотора, управляемого от распределительной доски.

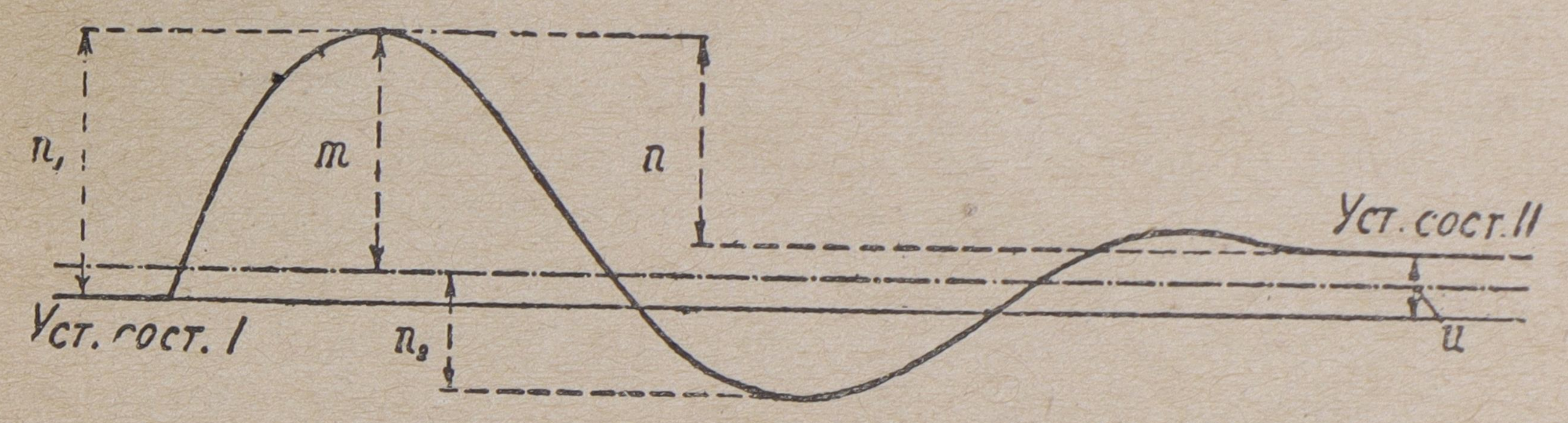
35. Колебания чисел оборотов при внезапном изменении нагрузки.

Если вследствие внезапного изменения нагрузки число оборотов втечение некоторого числа секунд переходит из установившегося состояния *I* в новое установившееся состояние *II*, то появляются затухающие колебания чисел оборотов, о характере которых дает представление тахограмма (черт. 72).
Наибольшее отклонение n_1 появляется сейчас же вслед за изменением нагрузки. После этого число оборотов падает в противоположную сторону и, после большего или меньшего ряда колебаний, приходит в новое установившееся состояние *II*. Мерой колебаний оборотов служит наибольшее изменение скорости. Для определения этого изменения можно применить различные способы.

Для электротехников важно отклонение n_1. Дело в том, что напряжение машин, вырабатывающих ток для освещения, изменяется почти пропорционально числу оборотов. Если n_1, а вместе с ним и напряжение на клеммах, превысят определенную для каждого типа ламп величину, то появляются заметные колебания, иначе говоря, мигание света. На число оборо-

тов электромоторов эти колебания не оказывают никакого влияния потому, что при хорошем регулировании они длятся всего лишь несколько секунд.

В противоположность этому, конструктор двигателей может исходить из той точки зрения, что о величине колебаний чисел оборотов можно судить только по величине *n*, на которую числа оборотов отклоняются от нового установившегося состояния *II*. Эта точка зрения тоже правильна, потому что разница в числе оборотов *u*, получившаяся в том случае, если



Черт. 72. Тахограмма.

бы переход к новой нагрузке совершался постепенно, раз навсегда установлена степенью неравномерности регулятора.

Помимо двух этих положений, о колебании чисел оборотов судят еще по наибольшему отклонению *m* от среднего числа оборотов.

Обыкновенно гарантируется, что при внезапном увеличении или уменьшении нагрузки машины на 25% отклонение числа оборотов от среднего не превысит $\pm 2^1/_2$%.

VII. Конденсация.

36. Общие сведения.

Паровые машины свыше 50-60 Л. С., а локомобили — и меньших мощностей, работают обычно с конденсацией, особенно в тех случаях, когда они отдают только свою механическую мощность. Конденсация состоит в том, что мятый пар направляется в охлаждаемое водою пространство — конденсатор, охлаждаясь

в котором, пар превращается в воду, причем получается очень низкое давление, так называемый вакуум. Разреженность воздуха в этом случае будет тем больше, чем больше об'ем конденсатора, и ниже температура охлаждающей воды. Если вода берется из колодцев, то температура ее приблизительно постоянна и в среднем равна 10° С. Если же воду берут из реки или пруда, то ее температура повышается, в зависимости от времени года до 25° С. и выше. Самые неблагоприятные условия получаются при конденсационных установках, работающих с обратной циркуляцией охлаждающей воды, в каковых случаях температура последней доходит до 30 — 40° С.

Благодаря применению конденсации уменьшается противодавление пара, и тем самым самым увеличивается использование давления и температуры пара. В результате получается большее использование силы расширения пара и уменьшение расхода топлива и пара почти на 25%*).

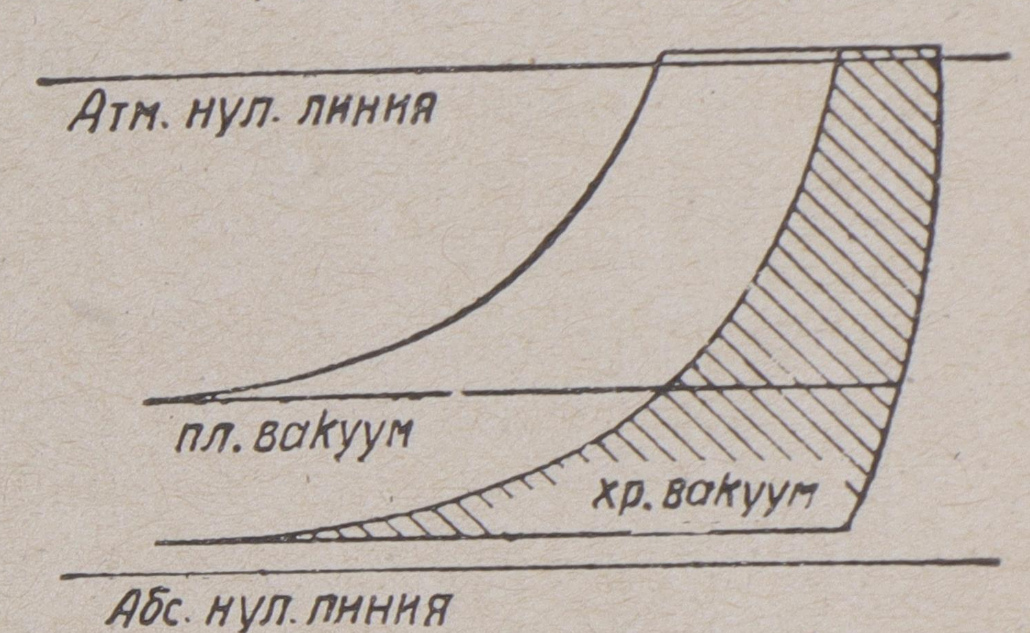
Для поддержания достаточного вакуума необходимо выкачивать при помощи особого насоса конденсат (воду и смесь пара с воздухом). Воздух попадает в пар частью с питательной **) и охлаждающей водой, а затем — благодаря неплотностям фланцев, сальников и т. д. В интересах более хозяйственной эксплоатации необходимо, по возможности уменьшить, поступление воздуха с питательной водой и достигнуть возможно полного уплотнения трубопроводов, золотников, сальников и т. д., так как засасываемый воздух вреден в двух отношениях. Во-первых, он ухудшает вакуум паровой машины, увеличивая своим давлением давление пара, а во-вторых — увеличивает работу воздушного насоса (черт. 73).

*) Срав. часть I § 26. „Выгода конденсации.“

**) Кроме воздуха, находящегося в питательной воде, к пару могут подмешиваться также еще большие массы воздуха при накачивании воды в котел питательными приспособлениями (засасывающие клапаны инжекторов) Срав. Z. d. V. d. J. 1911 г. стр. 544.

Высота давления вакуума — при прочих равных условиях — находится в зависимости от высоты давления барометра. Чем больше последнее, тем полнее будет достигнутый вакуум, который обыкновенно выражают в %% барометрического давления. Однако, чтобы получать удобные для сравнения величины, необходимо приводить вакуум к тому барометрическому давлению (735,5 мм. рт. ст.), которое соответствует 1 кг./кв. см.*)

Обыкновенно для поршневой машины довольствуются вакуумом в 85 — 90% (срав. часть I стр. 124). Более высокий вакуум с экономической точки зрения бесполезен, потому что вместе с этим увеличиваются потери от торможения (в паровыпускных органах), трения и обмена тепла. Если при этом индикаторная мощность и, может быть несколько увеличена, то, с другой стороны, при более полном вакууме возрастают, как стоимость оборудования, так и расход силы на конденсацию, особенно в тех случаях, когда имеется установка с обратной циркуляцией воды, требующей излишнего расхода силы на под'ем воды на верх градирни.

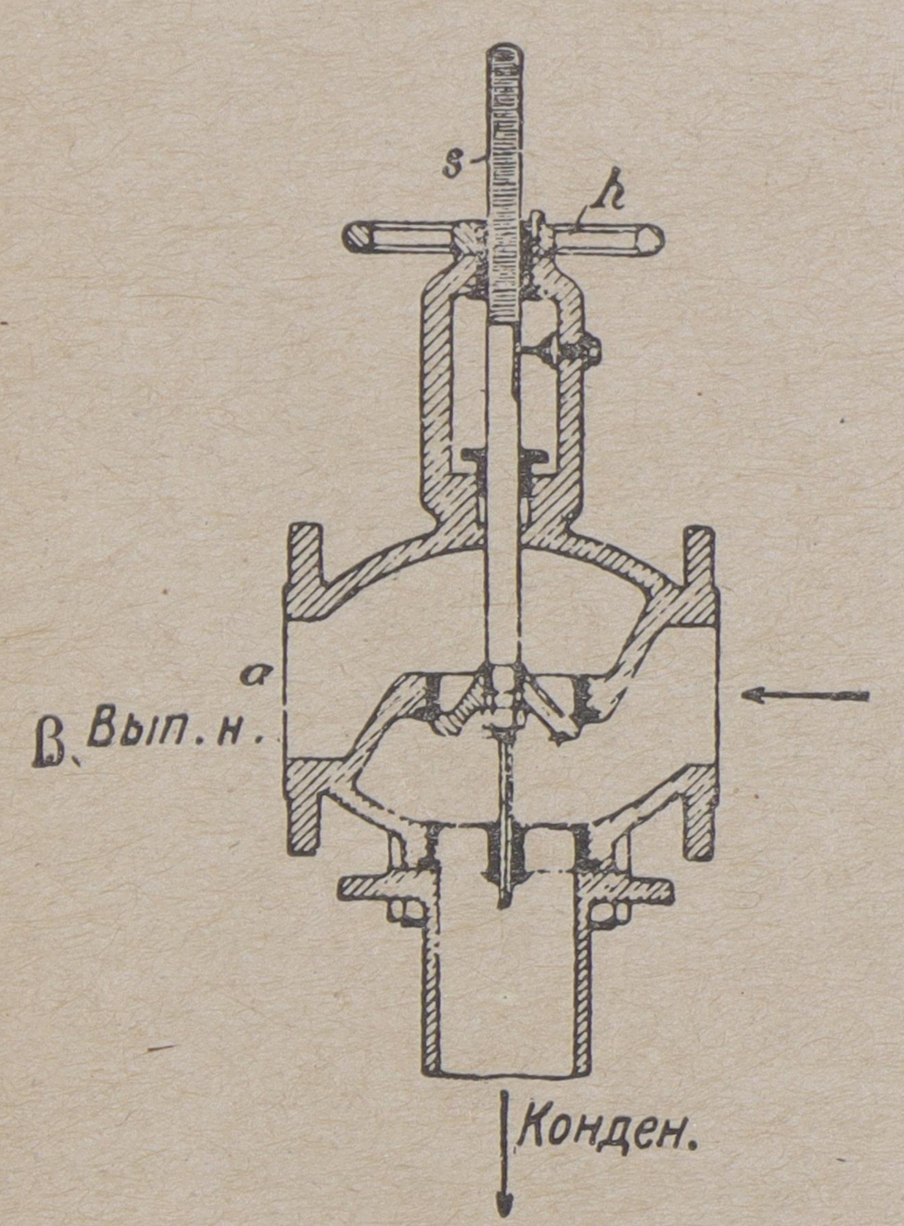


Черт. 73. Работа воздушного насоса при хорошем и плохом вакууме.

Поршневая машина, в противоположность паровой турбине, не приспособлена к использованию высоких разрежений. Тогда как в паровых турбинах пару дают расширяться до давления в конденсаторе, в поршневых машинах приходится довольствоваться значительно меньшей степенью расширения, в среднем — 1:16, так как в противном случае пришлось бы слишком

*) Правильнее это делать так, как поступают все чаще и чаще при расчетах паровых турбин, выражая абсолютное давление в конденсаторе в кг./кв. см.

увеличить размеры цилиндров, парораспределительных органов и паропроводов, а кроме того, сильно возрасли бы потери от обмена тепла и трения. К этому необходимо еще добавить, что вакуум в цилиндре — а это только и имеет значение в поршневой машине — благодаря торможению и трению всегда ниже чем, в конденсаторе. Только в прямоточных машинах, благодаря паровыпускным прорезам в цилиндре, потери от торможения настолько малы, что вакуум в цилиндре почти настолько меньше, чем в конденсаторе, насколько это необходимо для достижения скорости истечения для требующегося падения давления (срав. § 7).



Черт. 74. Трехходовый вентиль.

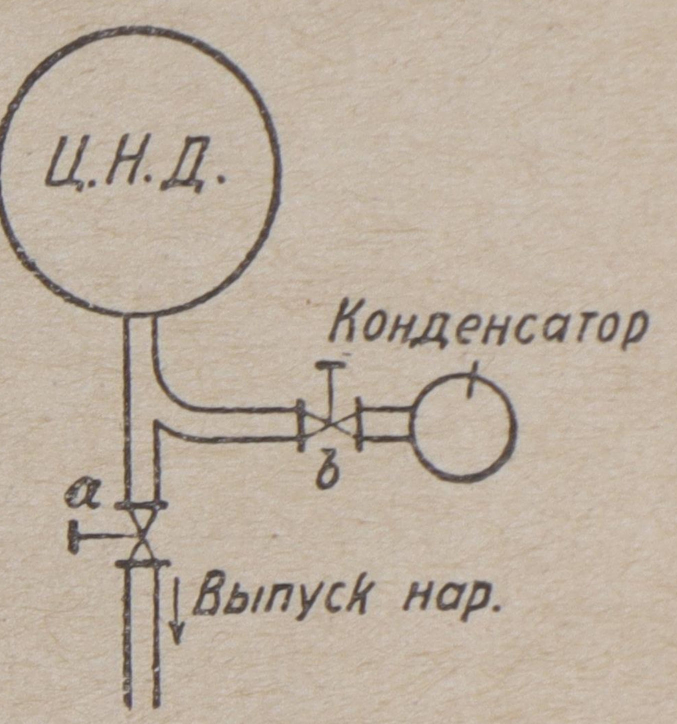
Чтобы из-за могущей случиться порчи конденсационной установки не останавливать машины, следует озаботиться устройством для работы со свободным выпуском. Это достигается при помощи трехходового вентиля (черт. 74), или еще лучше, применением двух задвижек, согласно черт. 75, ибо в последнем случае избегают значительной потери давления, получающейся в первом случае (3-4 см. рт. ст.).

Конденсация бывает двух родов: конденсация с перемешиванием и поверхностная.

37. Конденсация с перемешиванием.

При конденсации с перемешиванием, или впрыскиванием, пар в конденсаторе приходит в непосредственное соприкосновение с охлаждающей водой и смеши-

вается с ней. В этом случае конденсационное пространство может быть совершенно обособлено (черт. 79), и соединено непосредственно с воздушным насосом. В прямоточных машинах и в машинах больших мощностей конденсатор и воздушный насос, по большей части, отделены друг от друга. Вода, регулируемая в машинном здании при помощи крана, может благодаря разреженному пространству в конденсаторе всасываться на высоту до 7 м. и затем разбрызгивается тонкими струйками посредством распылителя, или ему подобного прибора *). Пар, соприкасаясь с вспрыскиваемой водой, быстро охлаждается и конденсируется. Конденсат вместе с паром и воздухом отсасывается наружу воздушным насосом.



Черт. 75. Переключающие задвижки для переменной работы с конденсацией и со свободным выпуском.

Надо иметь по возможности в запасе отделенные друг от друга трубопроводы к распылителям. Если что-либо случится с одним из соединенных трубопроводов, то сейчас же прекращается работа конденсации всех машин.

Если мокрый воздушный насос должен быть расположен вдали от паровой машины, то важно, чтобы конденсатор был по возможности ближе к цилиндру. Потеря давления в трубопроводе к насосу тогда сравнительно мала.

Масса охлаждающей воды m, необходимая для конденсации 1 килограмма пара, равна приблизительно 20—45 кгр. Она тем меньше, чем ниже температура t_e впрыскиваемой воды.

---

*) Обычно на практике высота всасывания не должна превышать 5 м., чтобы при внезапном увеличении нагрузки не нарушился вакуум.

Она определяется из формулы

$$m = \frac{i - t_a}{t_a - t_e} \; kг.$$

Полагая содержание тепла исходящего пара, круглой цифрой, в 600 калорий *), и полагая температуру t_e охлаждающей воды при входе в 15° С и температуру смеси t_a при выходе 35° С (соответствует приблизительно 94% вакуума), получаем

$$m = \frac{600 - 35}{35 - 15} = 28{,}2 \; kг.,$$

т. е., на 1 кгр. необходимо иметь пара приблизительно 28 кгр. охлаждающей воды. Однако, действительный вакуум составляет при этом несколько меньше 94%, так как приходится принять во внимание содержание воздуха в паре; уменьшение составляет, в общем, приблизительно 3%. Таким образом, в предыдущем случае вакуум будет в 91%.

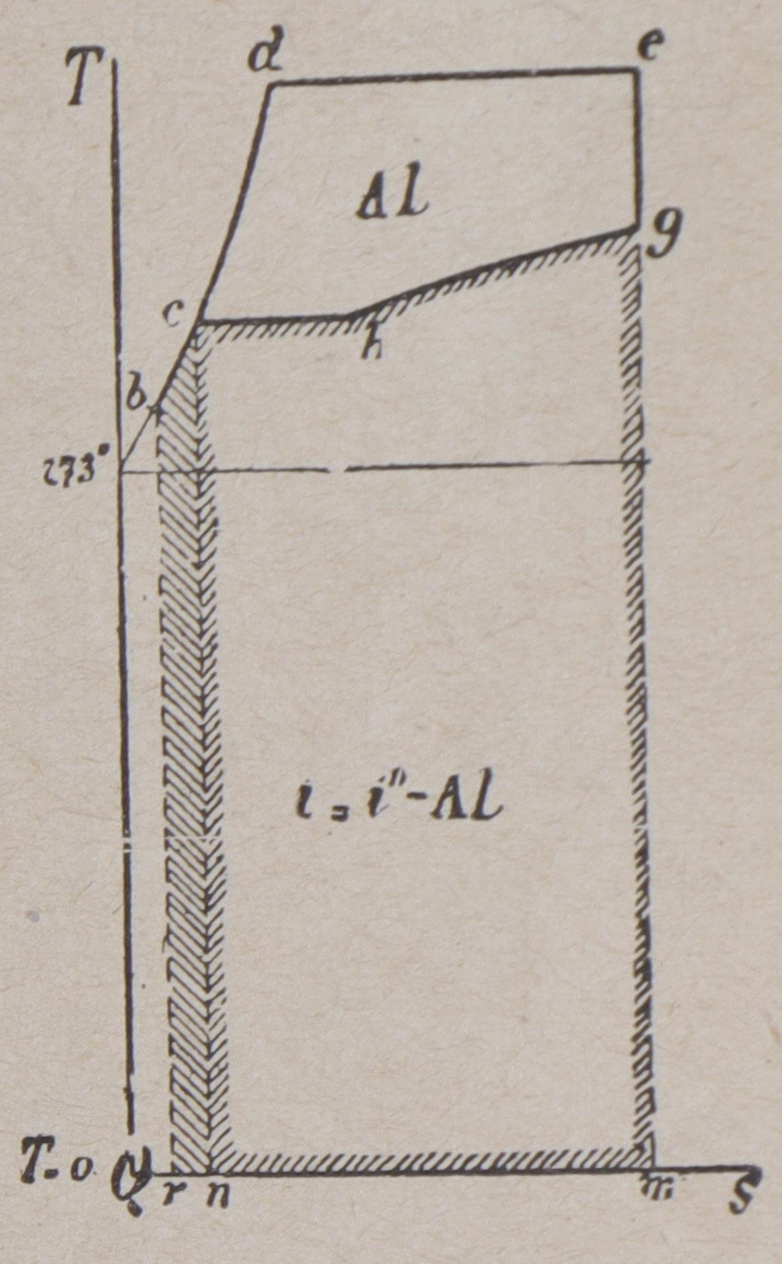
Если удовольствоваться вакуумом в 90%, иначе говоря давлением в конденсаторе в 0,1 атм., то на 1 кгр. пара понадобится только 18,5 кгр. охлаждающей воды. Температура конденсата будет равна при этом приблизительно 45° С. Температура конденсата, принимая во внимание всасывающую способность насоса, не должна превосходить 60° С, иначе могут пострадать резиновые клапаны воздушного насоса.

Кроме вышесказанного способа конденсации с перемешиванием, работающей по принципу параллельного потока, существует еще система Вейса с перемешиванием же, но со встречными потоками (этот способ применим только для больших установок с центральной конденсацией). В этом случае охлажда-

---

*) Более подробно количество теплоты мятого пара вычислено в части I, § 42, Если, как это иногда делают, вместо общей теплоты, подставить сумму $i' + \rho$ (теплота жидкости + внутренняя теплота парообразования), то это неправильно. В этом случае не принят во внимание тепловой эквивален $A \cdot p \, (v'' - v')$ работы поршня, затрачиваемой на преодоление противодавления.

ющая вода движется в конденсаторе в направлении, обратном течению воздуха, вследствии чего получается лучшее использование охлаждающей воды, т. е., при меньшем расходе воды получается более высокий вакуум. Вода и воздух отводятся здесь отдельно друг от друга, т. е. воздушный насос в данном случае, в противоположность конденсации с перемешиванием и с параллельным током, в общем остается сухим. Но для высасывания воздуха из конденсатора и для вспрыскивании холодной воды насос этот может быть и мокрым. Это имеет то преимущество, что сжатие происходит по изотерме, так что нет необходимости в уравнивании давлений. Оба эти условия имеют существенное влияние на расход силы, который может бытъ уменьшен почти на половину.



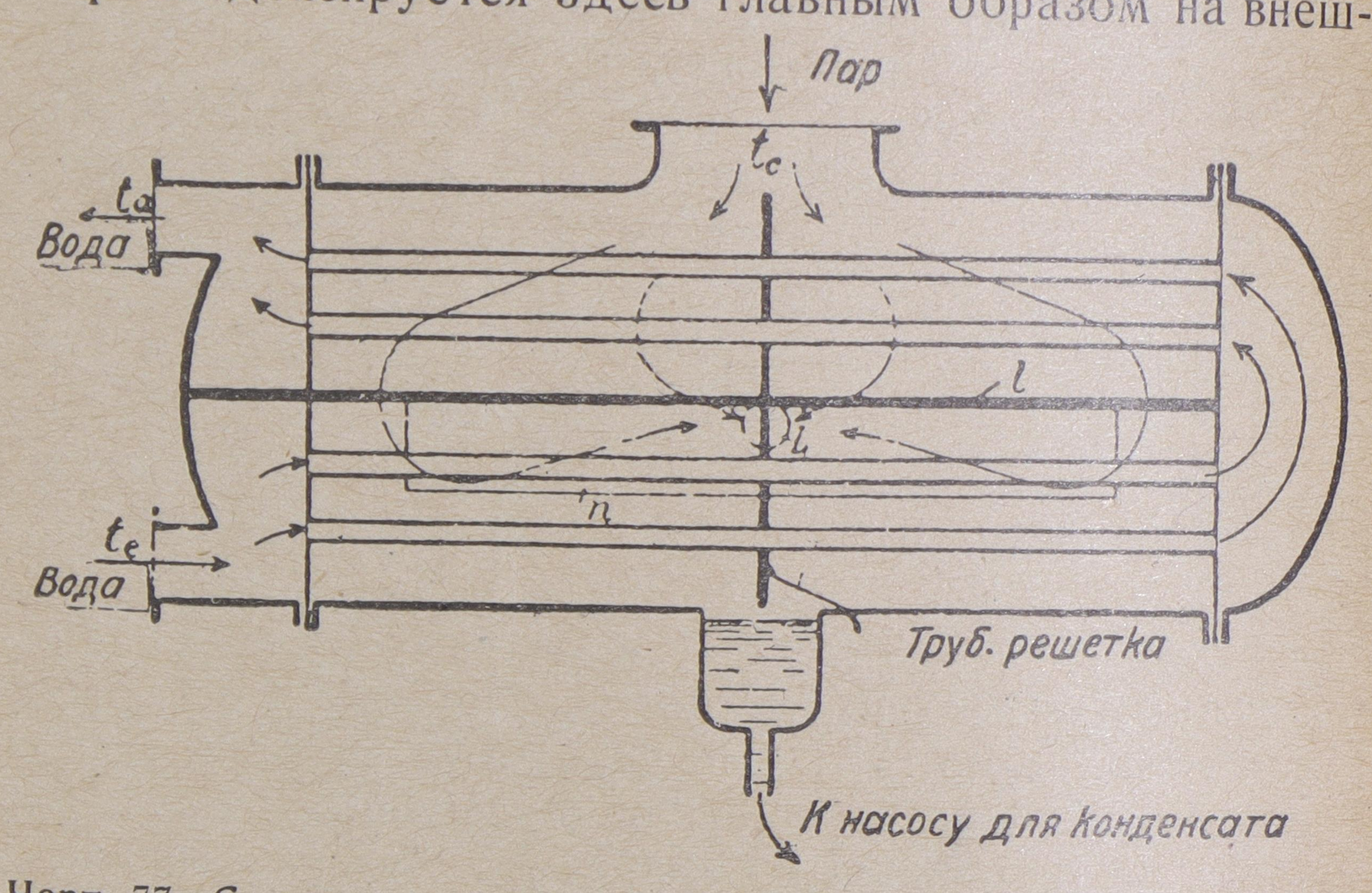
Черт. 76. Теоретический отвод тепла с охлаждающей водой при несовершенном расширении.

38. Поверхностная конденсация.

Поверхностная конденсация применяется для стационарных паровых машин относительно редко, что происходит от того, что поверхностный конденсатор сложнее обыкновенного конденсатора со вспрыскиванием и дороже его в изготовлении, а кроме того, для получения одинакового вакуума расходует больше охлаждающей воды. Поверхностная конденсация применяется главным образом в судовых машинах, так как в этом случае волей — неволей приходится питать котлы конденсатом Морская вода, вследствие большого содержания солей, не годится для питания котлов.

Кроме того, поверхностная конденсация применяется везде там, где пользуются мятым паром для согревания воды или воздуха.

При поверхностной конденсации мятый пар ни в коем случае не соприкасается с охлаждающей водой. Пар конденсируется здесь главным образом на внеш-



Черт. 77. Схема поверхностной конденсации (продольный разрез).

ней поверхности латунных труб — иногда с обоих сторон луженых — внутри которых течет охлаждающая вода (черт. 77).

Значительно реже пускают по трубам, омываемым водой, пар, потому что в этом случае очистка от грязи и котельного камня близко лежащих друг к другу труб значительно труднее.

Для подвода охлаждающей воды устраивается специальный насос, чаще же всего центробежный насос непосредственно соединенный с мотором. Удаление конденсата и смеси пара с воздухом производится частью при помощи мокрого воздушного насоса, частью же, соответственно черт. 78, посредством двух отдельных насосов, как это было обычно до сих пор, особенно при центральной конденсации.

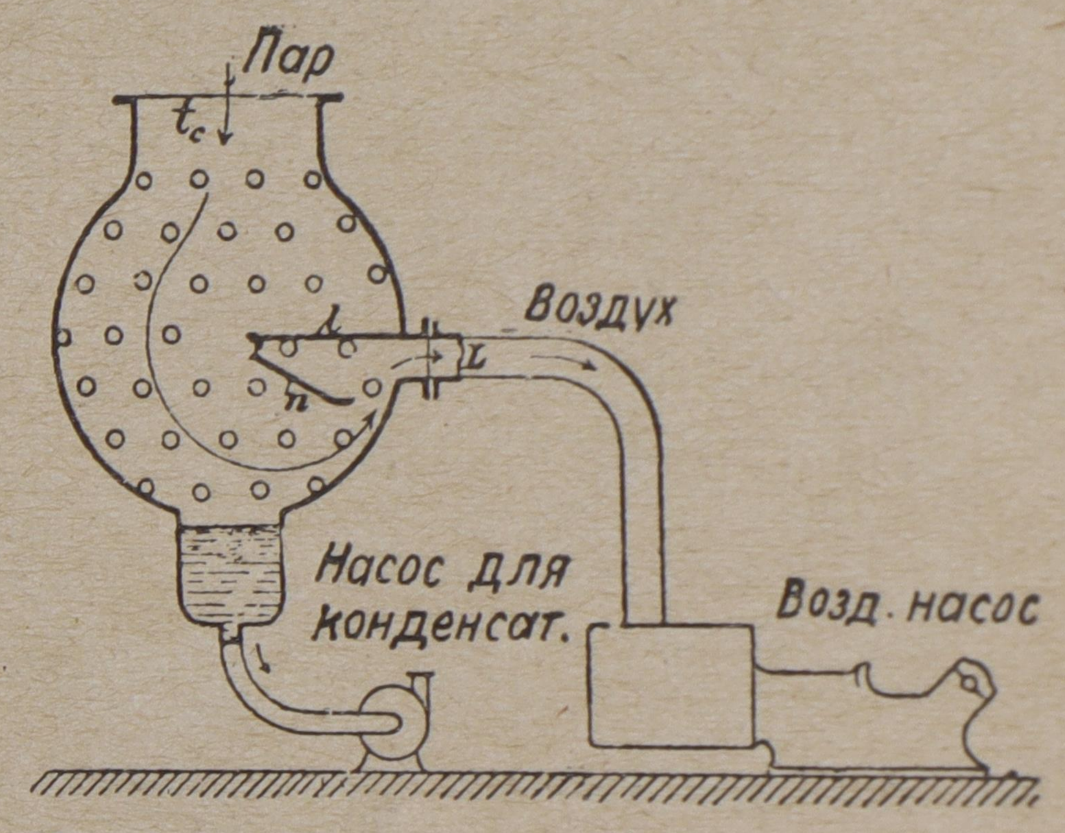
На 1 кгр. конденсированного пара приходится считать приблизительно от 30 до 60 кгр. охлаждающей воды. Точнее количество охлаждающей воды можно вычислить из уравнения

$$W = \frac{i - t_c}{t_a - t_e} D,$$

где i — содержание тепла мятого пара, t_c — температура конденсата, t_e — температура охлаждающей воды при входе и t_a — температура ее при выходе. Необходимая охлаждающая поверхность конденсатора (в кв. м.) вычисляется из уравнения

$$F = \frac{W}{k} \ln \frac{t_c - t_e}{t_e - t_a}$$

При этом $t_e - t_a$ на основании опытов полагают приблизительно в 5—6° С. Еще меньшее падение температуры — до 2° С, достигается только путем очень большого увеличения скорости воды, или применением так называемых вихревых полосок Иоссе, которые, однако, на практике не оправдались, так как ведут к легкому загрязнению.



Черт. 78. Схема поверхностной конденсации (поперечный разрез).

Коэффициент теплопрохождения k — величина переменная. Он зависит, главным, образом от скорости воды и только в незначительной степени от материала и толщины стенок труб (поверхности нагрева). Скорость пара также мало влияет на k. Наоборот, значительное влияние на k оказывает содержащийся в паре воздух, так как переход тепла от воздуха к металлу значительно слабее. При нормальных усло-

виях можно принимать $K = 1600 - 2000$. При вихревом движении K значительно больше. С применением большой скорости воды также удается повысить коэффициент теплопрохождения. Однако, скорость воды ни в коем случае не должна превышать 2 м/сек., так как, в противном случае, увеличиваются сопротивления, и водяной насос расходует поэтому много силы.

На чертеже 77 указано только однократное изменение направления движения охлаждающей воды. В этом случае скорость воды, что само собою понятно, очень мала. Поэтому устраивают также более частую смену направления потока, благодаря чему достигается лучший теплообмен.

Пример I. Требуется рассчитать поверхностную конденсацию для часового количества пара $D = 10\,000$ кгр. Для охлаждения применяется колодезная вода, температура которой $t_c = 12^0$ C. Вакуум должен доходить до 93%. Как велик часовой расход охлаждающей воды, и какова должна быть охлаждающая поверхность?

Вакууму в 93% соответствует давление в конденсаторе в 0,07 атм. абс. и температура $t_c = 39^0$ C. Приняв разность $t_c - t_a = 5^0$, получим, при $i = 600$, что количество охлаждающей воды

$$W = \frac{600 - 39}{34 - 12} \cdot 10\,000 = 255\,000 \text{ кгр.*)}$$

и требуемая охлаждающая поверхность

$$F = \frac{250\,000}{2000} \ln \frac{39 - 12}{39 - 34} = 215 \text{ кв. м.}$$

Пример II. Для количества пара, указанного в примере I, нужно рассчитать поверхностную конденсацию при том предположении, что установка действует с обратным подводом конденсата, и что температура воды $t_e = 30^0$ C. Вакуум должен быть

*) Здесь не принято еще во внимание количество воздуха, содержащееся в паре. Действительный вакуум будет поэтому немного меньше 93%, т. е., для достижения последнего надо немного увеличить количество охлаждающей воды.

в 89%. Как велико должно быть количество охлаждающей воды, и каких размеров должна быть охлаждающая поверхность?

Вакууму в 89% соответствует давление в 0,11 атм. абс. и температура $t_c = 47{,}5^0$ C. Приняв опять $t_c - t_a = 5^0$, получим (не принимая во внимание содержание воздуха) часовое потребление охлаждающей воды

$$W = \frac{600 - 47{,}5}{42{,}5 - 30} \cdot 10\,000 = 442\,000 \text{ кгр.},$$

а потребную охлаждающую поверхность

$$F = \frac{442\,000}{2000} \ln \frac{47{,}5 - 30}{47{,}5 - 42{,}5} = 277 \text{ кв. м}$$

39. Воздушный насос.

Воздушные насосы разделяются на сухие и мокрые, смотря по тому, выкачивают ли они только паровоздушную смесь, или также и конденсат. Первые по роду действия могут быть одноступенчатыми, а также — для достижения возможно большего вакуума и двухступенчатыми.

Насосы разделяются на поршневые, ротационные и водоструйные.

Чаще всего применяются воздушные насосы типа, изображенного на черт. 79. Те воздушные насосы, которые соединены вместе с конденсатором, снабжаются резиновыми клапанами и обыкновенно устанавливаются под полом машинного помещения.

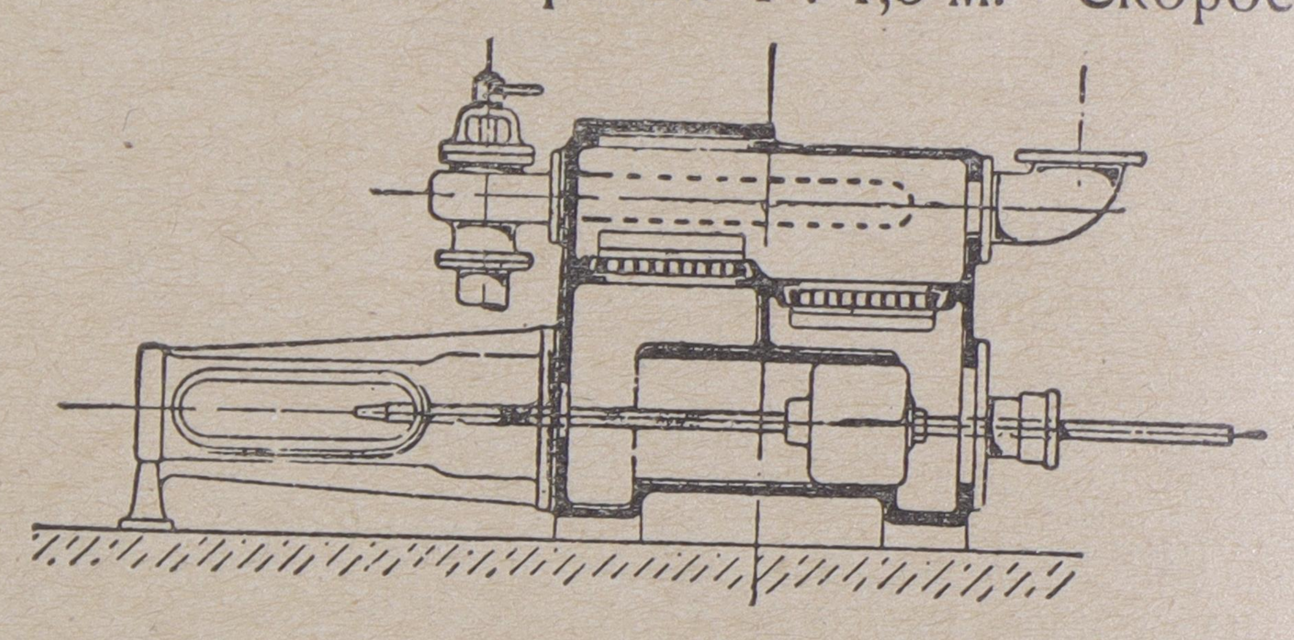
Приводятся они в движение чаще всего от кривошипа машины и реже от — поршневого штока.

Что касается размеров воздушного насоса, то можно сказать, что они должны быть выбраны такими, чтобы насос был в состоянии отсасывать не только смесь пара и воды, но также и поступающий с водой воздух.

Об'ем насоса с известным запасом может быть равен $^1/_7 - ^1/_8$ об'ема цилиндра высокого давления,

предполагая при этом, что он двойного действия; в противном же случае $\frac{1}{3,5} - \frac{1}{4}$. Если вспрыскиваемая вода содержит необычно много газов (сильно насыщена углекислотой), то об'ем, описываемый поршнем насоса, должен быть выбран значительно большим.

Скорость поршня воздушного насоса двойного действия обыкновенно равна 1 : 1,5 м. Скорость воды



Черт. 79. Воздушный насос для конденсатора с перемешиванием.

в подводящем трубопроводе не должна превышать 1,5 — 2 м., в зависимости от высоты всасывания.

При конденсации с перемешиванием расход силы можно полагать равным приблизительно 1 — 2% мощности машины, при поверхностной же конденсации $^1/_2$ — 1%. При конденсации с обратной циркуляцией, вследствие под'ема воды на охлаждающую башню, расход силы увеличивается приблизительно на $^1/_2$ — 1%.

Насосы типа Вестингауза - Леблана относятся к водоструйным насосам. Насосы Вестингауза-Леблана пригодны, главным образом, для поверхностной конденсации, а для высасывания воздуха и пара*). Этот насос состоит из механически подвижного рабочего колеса с парциальным подводом и одной насадки. Рабочим телом служит вода, которая, выходя из ло-

*) Конденсат откачивается при помощи двух- или многоступенчатых центробежных насосов. Можно было бы также откачивать воздух и конденсат вместе. Однако, подобное устройство в виде мокрого насоса не рационально.

паток колеса тонкими дисками (как бы водяные поршни), захватывает удаляемый воздух и выталкивает его затем через насадку.

В поршневых мащинах, с их сравнительно небольшим вакуумом, обыкновенно применяются поршневые насосы. Делается это потому, что движение насоса производится самой паровой машиной, между тем, как у насосов Вестингауза-Леблана для этой цели применяется особый электромотор. Привод помощью ремня потребовал бы слишком большого отношения передачи.

Насосы Вестингауза-Леблана, или вообще так называемые ротационные насосы, могли бы применяться, в крайнем случае, только при быстроходных вертикальных поршневых машинах, потому что в этом случае непосредственный привод поршневого насоса был бы невозможен, а также и в тех случаях когда конденсация при поршневых машинах предполагается в будущем. Для поршневых насосов в этих случаях обыкновенно не оказывается достаточно места.

Для отсасывания воздуха из поверхностных конденсаторов могут применяться и обыкновенные струйные насосы. Так, например, фирма Броун – Бовери и Ко. применяет струйный насос, который подводит воду под давлением приблизительно в 3 атм. Так как в этом случае отсасывается только находящийся в паре воздух, то расход воды здесь гораздо меньше, чем при водоструйной конденсации Кертинга, а кроме того, достигается такой же вакуум, какой дают насосы Вестингауза-Леблана.

40. Возвратные холодильники.

Эти системы применяются при ограниченном количестве охлаждающей воды. Охлаждение с обратной циркуляцией имеет своей задачей отнять то тепло, которое получила охлаждающая вода в конденсаторе, и применить затем ту же воду для нового ох-

лаждения. Возвратные холодильники никогда не применяются там, где имеется в достаточном количестве речная или почвенная вода, потому что они дают худший вакуум и увеличивают расходы по сооружению.

Охлаждающие устройства различают следующих видов: охлаждающие пруды, открытые градирни из пучков хвороста или планок, закрытые градирни с деревянной рамой и, наконец, охлаждающие башни, сооружаемые из дерева, камня, или железа. Чаще всего применяются охлаждающие башни. Главным процессом охлаждения в этом случае является испарение теплой воды, каковое, в свою очередь зависит от влажности воздуха и барометрического давления.

41. Использование конденсата.

При использовании конденсата для питания паровых котлов главным условием является удаление из него масел. Удаление масел в настоящее время дошло до такой степени совершенства, что при питании котлов очищенным конденсатом котлы остаются на много чище, чем при питании очищенной обыкновенной водой, так как в последнем случае не удается совершенно устранить образования накипи и грязи. Особенно рекомендуется удаление масел, как из пара, так и из воды. Первое особенно важно при возвратных холодильниках, во избежание быстрого загрянения деревянных реечных решеток. Относительно маслоотделителей для пара можно заметить, что они уменьшают давление пара на 1,5 — 4 см. рт. ст. Подробности будут указаны в § 53. Удаление масел из конденсата достигается проще всего путем отстаивания. Тогда, вследствие различия удельных весов, масло само собой отделяется от воды. Однако, такой способ обусловливает очень большие размеры отстойников. Поэтому чаще всего применяются фильтры с коксом и древесными опилками в качестве фильтрующей массы.

42. Центральная конденсация.

В горнозаводских и металлургических предприятиях, где различные процессы производства совершаются в больших и зачастую далеко разбросанных друг от друга зданиях, мятый пар всех машин собирают обыкновенно в один общий конденсатор. Преимущество такой конденсации заключается в том, что обслуживание ее упрощается, а также и в том, что, несмотря на перерывы в работе, отдельных машин, вакуум поддерживается равномерно. К недостаткам такой установки относится только большая длина паропроводов с вакуумом, с неизбежным при этом большим числом фланцев, мест уплотнений и задвижек, так как все эти органы, даже несмотря на тщательную пригонку их, всегда понижают высоту вакуума.

VIII. Главные детали паровых машин.

43. Паровой цилиндр.

С введением перегретого пара потребовалось упростить форму цилиндра. Цилиндр высокого давления в настоящее время представляет простое трубообразное тело без паровой рубашки. Подвод и отвод пара в клапанных машинах происходит раздельно. Только в цилиндре низкого давления применяется еще прежний способ общего подвода и отвода пара. Многие фирмы оставляют у этих цилиндров паровую рубашку, причем рабочий цилиндр обыкновенно делается вставным. По большей же части для удешевления машины обходятся без паровой рубашки; см. также сказанное на стр. 13-й о пользе паровой рубашки.

Рабочая поверхность цилиндра по концам слегка расточена. Эти расточки, должны быть для вставления поршня, коничны и должны только слегка превышать диаметр колец, дабы последние не стукали в замках под давлением пара.

Толщина стенок цилиндра определяется преимущественно условиями изготовления*). Толщина фланцев равна 1,3 — 1,5 — кратной толщине стенок. Передний конец цилиндра, принимая во внимание укрепление крышки с направляющей, снабжается большей частью только одним отверстием для втулки сальника. Последняя вставляется обыкновенно в цилиндровую крышку и реже — в тело самого цилиндра.

Для возможно большего уменьшения вредного пространства многие фирмы помещают клапаны не на цилиндре, а на крышках. Зазор между последними и поршнем, в зависимости от длины хода, равен 5 — 10 мм.

Число болтов для крышек определяется из формулы $i = \frac{D}{8} + 4$, где D — диаметр цилиндра в см Расстояние между болтами будет тем меньше, чем тоньше фланец — и ни в коем случае не должно превышать 15 см. Диаметр стержня болта должен быть рассчитан на максимальное давление пара, а также на растягивающее напряжение не ниже 300 кгр./кв. см., так как болты затягиваются при полном давлении пара**).

Цилиндр может быть или свободно подвешенным, или лежать на опоре. В тандэм-машинах на опоре помещаются только промежуточная часть и конец цилиндра высокого давления, и притом так, чтобы была возможность продольного удлинения (вследствие упругих и тепловых удлинений). Для этой цели болты не должны быть затянуты ни на цилиндре высокого давления, ни на промежуточной части. При несоблюдении этого условия тепловое расширение при остановке и пуске машины происходит толчками. В

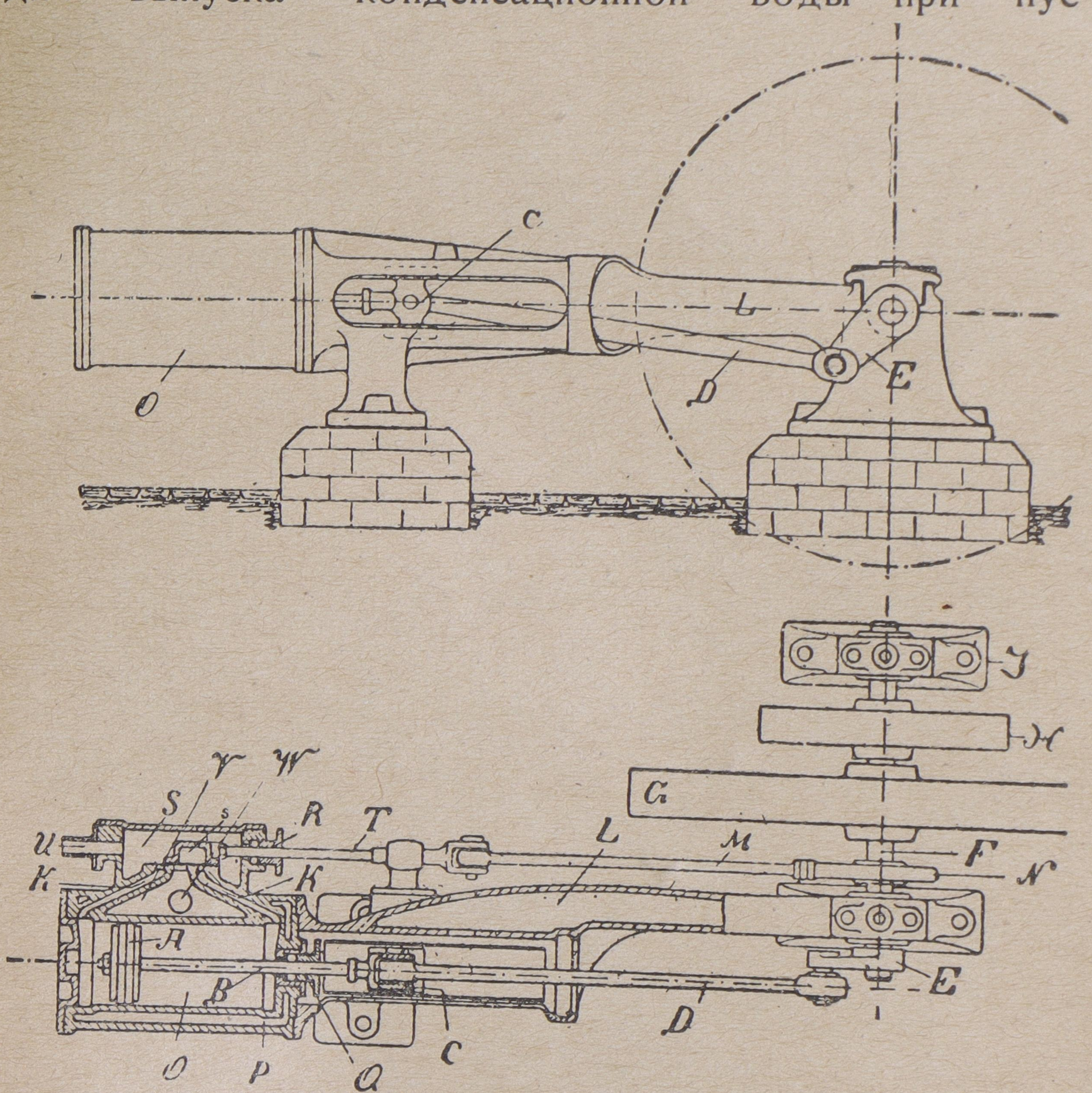
---

*) Срав. сочинение того же автора „Детали машин“ Библиотека Гешен III.

**) Сравн. „Детали машин“, того же автора, Библиотека Гешен.

таких случаях даже слышно частое равномерное потрескивание. Поэтому лучше всего вообще не иметь дело с болтами. Если и не происходит срывания опоры цилиндра высокого давления, то во всяком случае задняя лапа под влиянием поперечного теплового расширения цилиндра даже сдавливается.

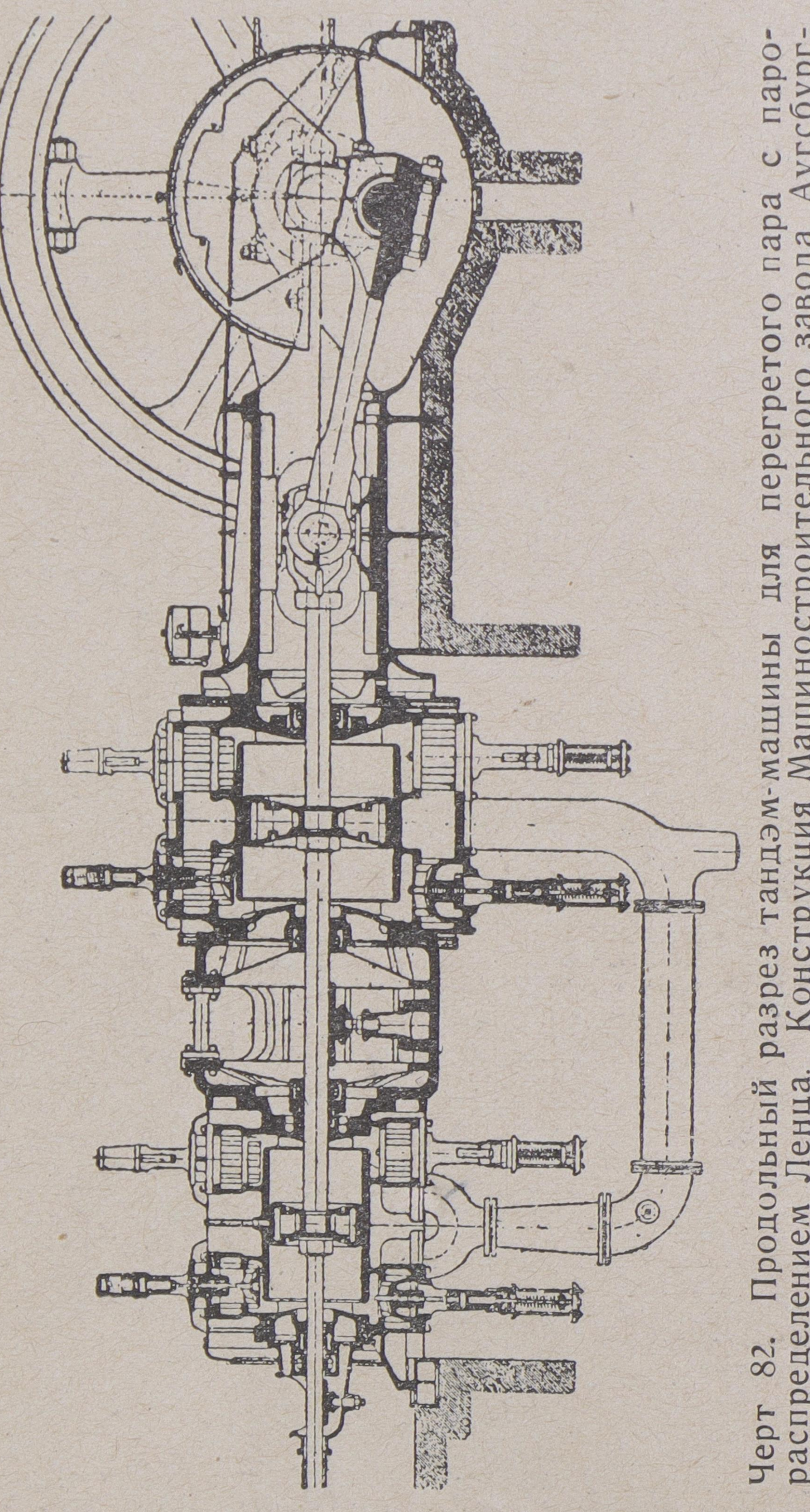
Каждый цилиндр должен быть снабжен кранами для выпуска конденсационной воды при пус-



Черт. 80 и 81 Одноцилиндровая машина с простым золотниковым парораспределением.

ке машины в ход после длительных остановок. Затем, должны иметься индикаторные пробки с отверстием не ниже 10 мм. И, наконец, на случай ударов

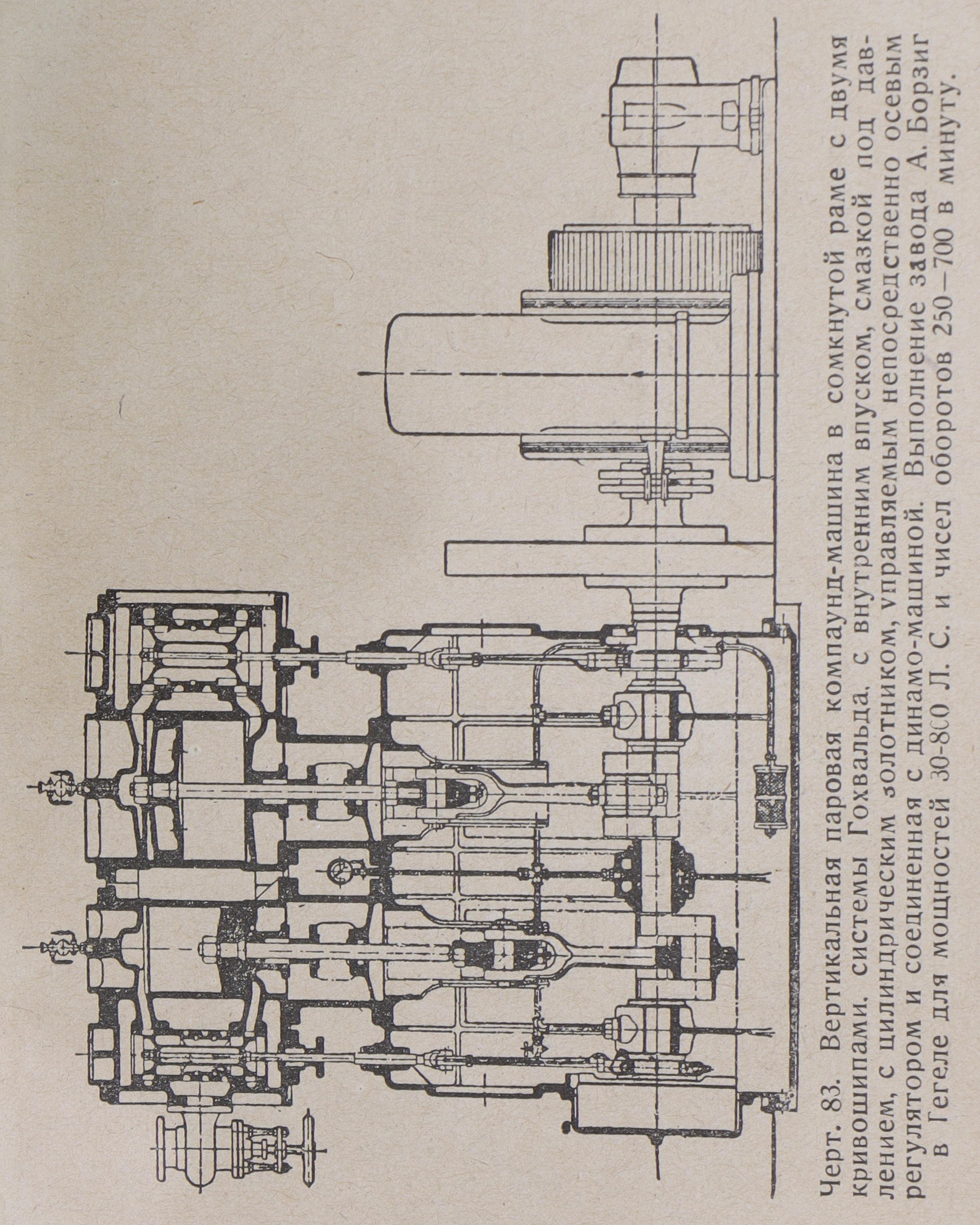
во́ды, или слишком высокого сжатия, каждый цилиндр должен иметь два предохранительных клапана, диаметр которых равен приблизительно 0,1 диаметра цилиндра. Однако, было бы ошибочно полагать, что эти клапаны могут предохранить на полном ходу, при каких бы то ни было обстоятельствах, от вредных последствий гидравлических ударов. Большую надежность в этом отношении дает правильное устройство парораспределительных каналов. Последние должны разветвляться в самой низкой точке цилиндра, чтобы конденсационная вода могла бы стекать самотеком.



Черт 82. Продольный разрез тандэм-машины для перегретого пара с парораспределением Ленца. Конструкция Машиностроительного завода Аугсбург-Нюрнберг, Акц. О-во в Нюрнберге.

В вертикальных машинах этого можно достичь только в нижнем конце цилиндра; верхняя сторона

поршня всегда больше подвержена возможности гидравлических ударов. Уже только поэтому цилиндр низкого давления у вертикальной машины необходимо



Черт. 83. Вертикальная паровая компаунд-машина в сомкнутой раме с двумя кривошипами, системы Гохвальда, с внутренним впуском, смазкой под давлением, с цилиндрическим золотником, управляемым непосредственно осевым регулятором и соединенная с динамо-машиной. Выполнение завода А. Борзиг в Тегеле для мощностей 30-800 Л. С. и чисел оборотов 250—700 в минуту.

снабжать тепловой оболочкой. Тогда конденсат появляется главным образом в паровой рубашке, где он уже не может оказывать вредное влияние. У кла-

панных машин гидравлические удары случаются реже особенно у горизонтальных машин, потому что у них выпускные клапаны всегда расположены в низшей точке

Смазывание цилиндров может происходить двояким образом: при помощи введения смазывающего вещества в пар, или помощью непосредственной смазки трущихся поверхностей. Обыкновенно применяют первый способ и смазывают таким образом оба цилиндра, причем последний более дешевым маслом. При промежуточном отводе пара цилиндр низкого давления должен смазываться при помощи непосредственной смазки поверхностей трения, так как при малом наполнении в цилиндр попадает только часть масла (срав. также § 45).

Введение смазочного вещества в пар имеет то преимущество перед непосредственной смазкой поверхностей трения, что, благодаря хорошему распылению масла в паре, достигается более равномерное смазывание поршня, золотников, золотниковых и клапанных шпинделей. К недостаткам смазки паром относится то, что в случае высоко перегретого пара масло якобы теряет свои смазочные свойства. Но надо заметить, что такая смазка вполне оправдалась даже при самых высоких температурах пара*). Время, втечение которого на масло действует высокая температура, относительно весьма непродолжительно.

Только в больших машинах по большей части применяют одновременно оба вида смазки. Это же имеет место и в прямоточных машинах, причем во избежание заедания поршня, вставной цилиндр смазывается во многих местах (срав. § 60).

В остальном выбор смазки зависит также и от качества работы. Заводы, работающие с большой

*) При исключительно высокой температуре пара уже пробовали впускать смазочное масло в паровой канал, т. е. позади парораспределительного органа, так как здесь температура пара уже несколько ниже.

точностью, при известных условиях могут ограничиться, в пределах до 2000 Л. С. и выше, смазкой паром. Те же заводы, где работа не отличается большой точностью, не могут обойтись одной смазкой паром и должны устраивать также и непосредственную смазку поверхностей трения.

В машинах двойного расширения, вместе с смазкой паром, по большей части предусматривается еще и непосредственная смазка цилиндра высокого давления от руки; этой смазкой пользуются при малых нагрузках, так как в этом случае, вследствие малой скорости, пар не захватывает с собой масло. В цилиндре низкого давления предусматривается обыкновенно только смазка паром. Таким же образом смазывается и золотник.

Для подачи масла нужны особые аппараты, так называемые масляные пресса система Моллеруп. Только для непосредственной подачи масла в цилиндр (для смазки в экстренных случаях) применяют также капельный аппарат.

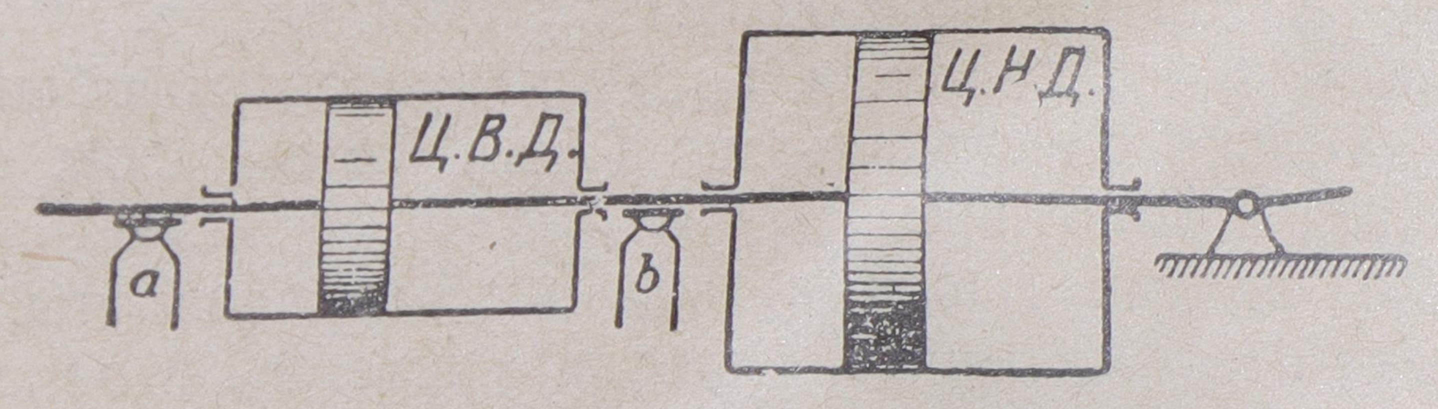
44. Поршень и поршневой шток*).

Поршень, а также и пружинящие уплотнительные кольца, обыкновенно выделываются из чугуна. Поршень обычно изготовляется в виде полого тела. Уплотнительные кольца бывают по большей части самопружинящими и надеваются через поршень. Вначале нажатие колец должно быть довольно велико для того, чтобы впоследствии принимая во внимание изнашивание, они давали бы достаточное уплотнение. При мощностях до 500—600 Л. С. обыкновенно применяется подпертый поршень, лежащий нижней своей частью на поверхности цилиндра, причем касание происходит приблизительно по одной трети его периметра.

*) Более подробные указания о поршне и о расчете поршневого штока можно найти в книге того же автора „Детали машин", Библ. Гешен.

Остальную часть периметра поршня стачивают, для чего укрепляют его на центрах эксцентрично, от чего по нагреве поршня заедания его происходить уже не может.

При мощностях более 500—600 Л. С., во избежание заедания поршня, его уже не делают подпертым. В этом случае пользуются сквозным поршневым штоком, поддерживаемым подпорными втулками а и в, (черт. 84,) или же скользящими башмаками. Обыкновенно применяют подпорные втулки, несмотря на то, что они не дают удачного решения задачи разгрузки поршня,



Черт. 84. Поддерживание поршневого штока посредством подпорных втулок.

так как если последний в большинстве случаев и не прилегает, но зато, если наступает прилегание, то сейчас же наблюдается сильная склонность к заеданию.

Во всяком случае подпорные втулки целесообразно отливать вместе с крышками цилиндров. Тогда при нагревании они поднимаются вместе с цилиндрами и крышками, иначе же, при малой температуре промежуточной части, они всегда остаются ниже.

Без сомнения наиболее правильно было бы подпирать поршневой шток посредством скользящих башмаков. Последние, однако, обходятся дороже подпорных втулок и обусловливают большую строительную длину машины. У тандэм-машины в этом случае длина промежуточной части должна быть равна по крайней мере ходу, увеличенному на длину скользящего башмака. Однако, при применении скользящих башмаков только тогда достигается полная разгрузка

...ков, когда поршневой шток делается достаточно толстым, или же, когда его при изготовлении искривляют с таким расчетом, чтобы потом он выпрямился под тяжестью поршня.

Поршневые штоки выделываются из прокованной литой стали. Последняя, при высокой прочности, дает ровную и гладкую поверхность, хорошо сохраняя тем самым набивку сальников. Укрепление поршня на штоке достигается при помощи конической заточки и гайки. Заточка должна быть хорошо отшлифована. Давление на проекцию поверхности конической заточки не должно превышать 600 кгр./кв. см.

Нередко — даже в новых машинах, — заедает поршень цилиндра высокого давления или слишком быстро снашиваются кольца. Причина большей частью заключается в смазке. Для устранения этого явления, кроме смазки паром, предусматривают еще дополнительную поверхностную смазку, хотя бы, например, сверху. Во всяком случае заедание поршня может произойти всегда и тогда, когда не достаточно сточена его верхняя часть, вследствие чего, при сильном расширении, поршень упирается в цилиндр.

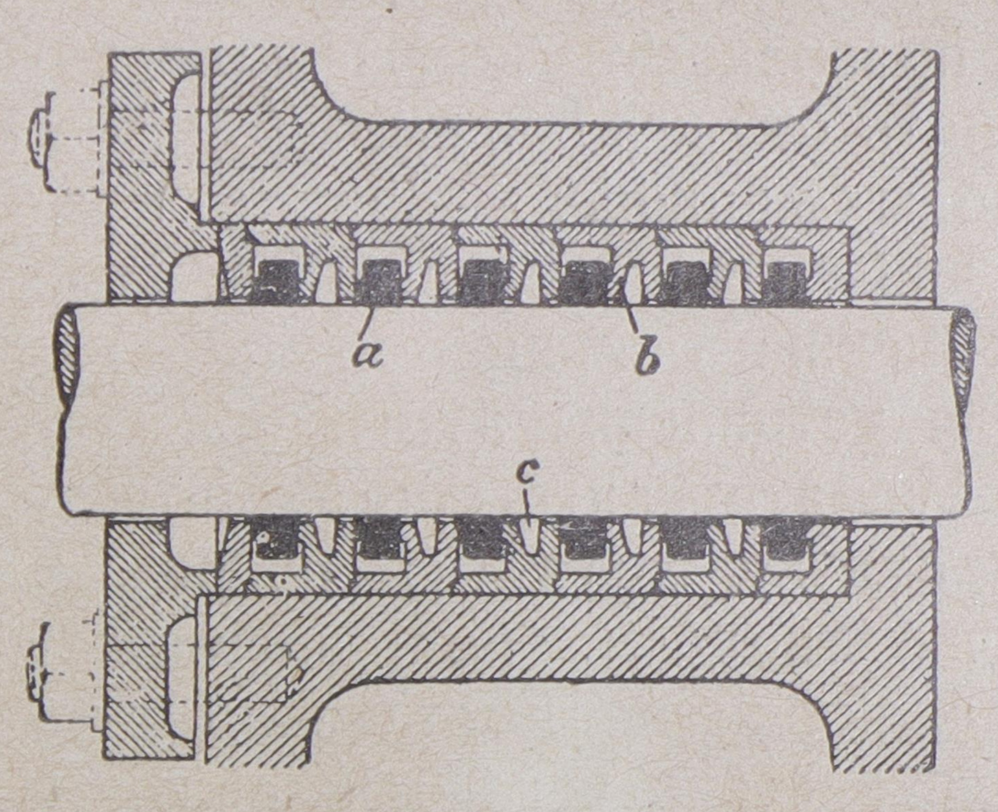
45. Сальники.*)

Сальники уплотняют поршневые, золотниковые и клапанные штоки. Сальник состоит из коробки, набивки и нажимной крышки. Набивка почти исключительно бывает металлическая. Так как прогиб поршневого штока всегда изменяется, то чтобы избегнуть быстрого изнашивания сальника должно применять подвижные набивки. Мягкая набивка годится в крайнем случае для машин, работающих насыщенным паром. Иногда применяют сальники без набивки. В этом случае, как например, у сальника Ленца (черт. 85), уплотнение достигается при помощи установленных одно за другим колец (лабиринтное уплотнение).

*) Срав. „Детали машин" того же автора. Библиотека Гешен.

Для уплотнения клапанных шпинделей обыкновенно довольствуются выточенными на них канавками, действие которых также основано на принципе лабиринтного уплотнения.

Смазка сальников может происходить или при помощи капельных масленок, подающих масло на поршневой шток, или же непосредственной подачей смазки под давлением. Этой смазке нередко отдают предпочтение в машинах для перегретого пара, причем большей частью смазываются только сальники цилиндра высокого давления. В этом случае масло впускается не по середине, а ближе к внутреннему концу, откуда оно уже само выходит наружу под давлением пара. Сальники цилиндра низкого давления непосредственно смазываются только при промежуточном отводе пара. В этом случае одной смазки паром недостаточно, потому что, во-первых, в цилиндр низкого давления попадает только часть содержащегося в паре масла и, во-вторых, при небольших наполнениях в цилиндре почти всегда имеется вакуум, так что масло проходит скорее внутрь, вместо того, чтобы выжиматься наружу. Последнее служит также причиной того, что с наружного конца сальника масла должны впускать больше.



Черт. 85. Металлический сальник системы Ленца.

Многими фирмами для смазки больших машин применяется как смазка капельная, так и под давлением. Это целесообразно в том отношении, что большая часть масла из капельных масленок идет на смазку подпорных втулок. Другие фирмы довольствуются даже в больших машинах только капельной смазкой.

46. Паропровод.

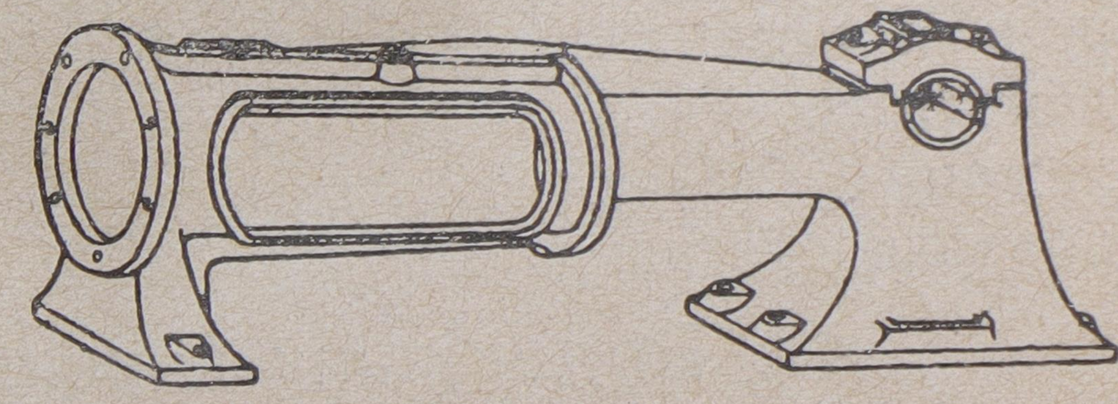
Диаметр паропроводных труб в свету зависит от длины паропровода, его сопротивления и потерь от охлаждения. (Срав. сочинение того же автора „Паровые котлы“, Библиотека Гешен). С введением перегретого пара для возможно большего уменьшения падения температуры в трубопроводах стали допускать большие скорости пара. Перегретый пар, как более подвижный по сравнению с насыщенным паром газ, испытывает вследствие этого и меньшие сопротивления при движении, т. е. потери от торможения при перегретом паре получаются меньшими, чем при паре насыщенном. Относительно потери работы от торможения смотри часть 1 § 29.

Скорость пара в трубопроводах, отнесенную к равномерному течению, выбирают обыкновенно в 20—25 м./сек. У пароотводов диаметр в свету обыкновенно берется больше. Здесь допускают скорость пара около 15 м./сек., чтобы этим, по возможности, уменьшить сопротивление при выпуске и противодавление на поршень.

47. Рама.

Представленная на черт. 86, свободно висящая байонетная рама с круглыми направляющими, применяется только для маленьких машин.

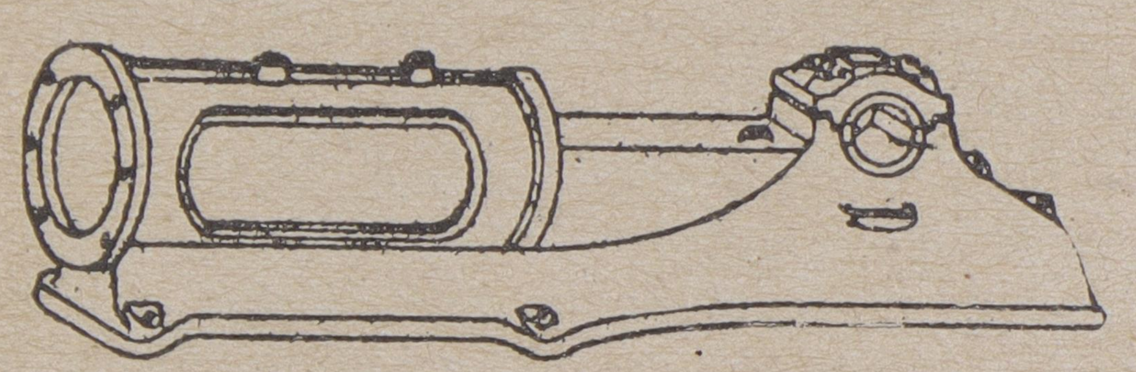
Обыкновенно же рама делается подпертой по всей своей длине и подливается известковым раствором.



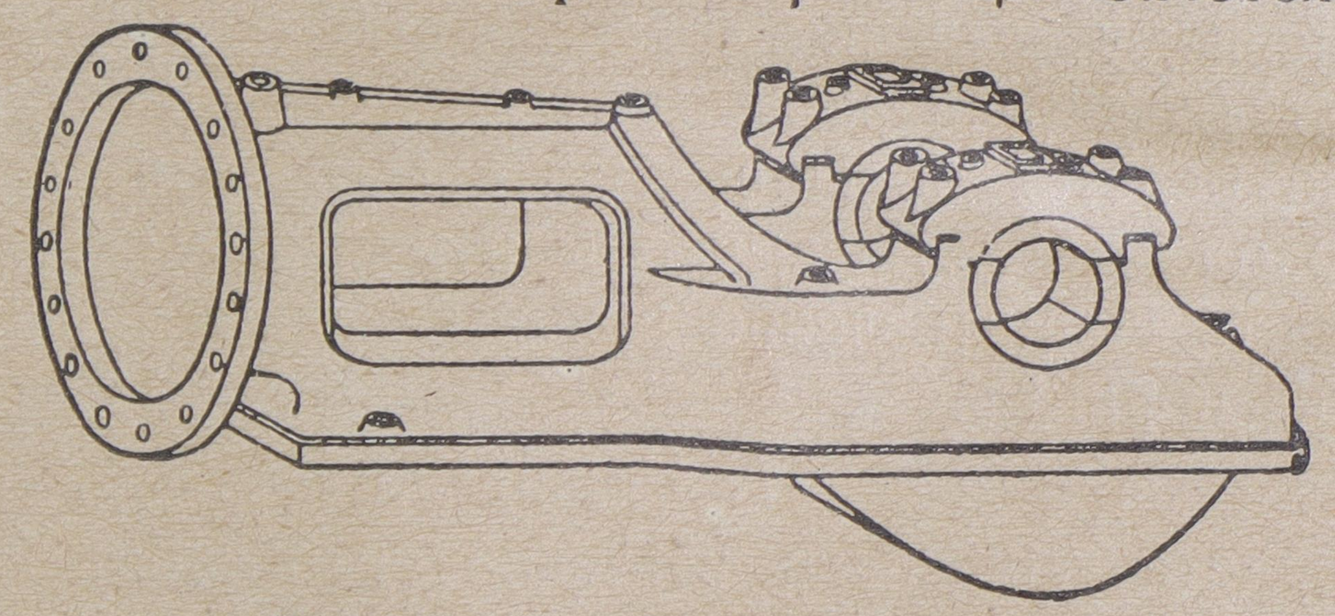
Черт. 86. Свободно висящая байонетная рама.

При хорошо связывающемся известковом растворе, так же как и при бетоне, рама лежит на своем фундаменте даже при быстроходных машинах совершенно прочно. Если же рама слегка движется, то это

значит, что заливка неудовлетворительна, или бетон еще не связался достаточно. Лежащие рамы в виде балки применяются до самых больших мощностей. Когда же дело касается машин с сравнительно большим диаметром цилиндра, или же быстроходных машин с коротким ходом, то обыкновенно применяется вилкообразная рама, сообразно черт. 88. Так как здесь передаются сравнительно большие поршневые давления и мощности, то давление в них хорошо распределяется на двух подшипниках, а кроме того получается центральное приложение силы. Вилкообразная рама применяется также



Черт. 87. Лежачая байонетная рама.



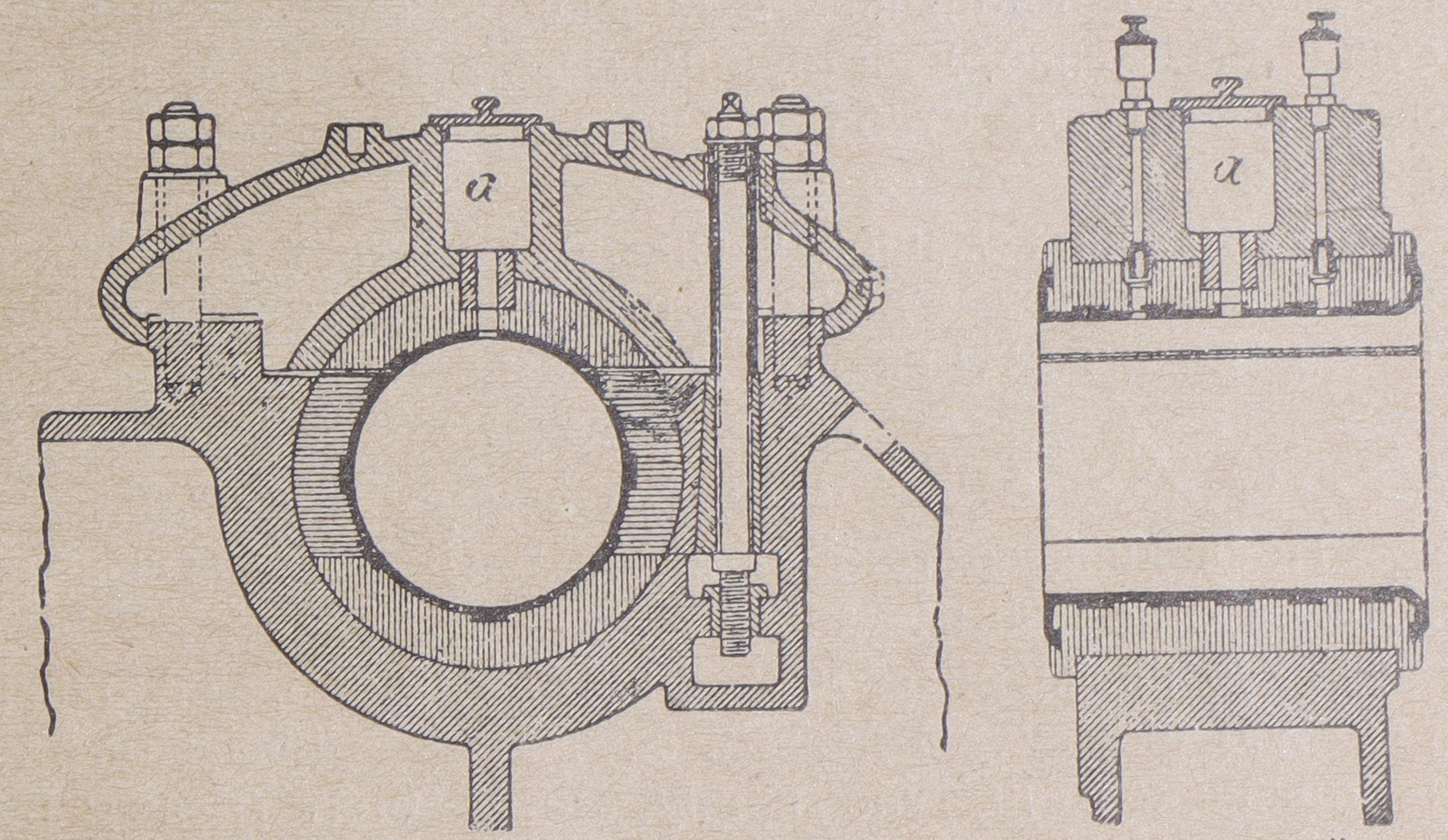
Черт. 88. Вилкообразная рама.

и в тех случаях, когда должна быть устроена двухсторонняя передача. Вилкообразная рама требует коленчатого вала и поэтому она обходится дороже лежащей байонетной рамы. У больших машин нижние поверхности направляющих часто охлаждаются водой.

48. Подшипник коренного вала.

Подшипник коренного вала большей частью состоит из четырех частей и, согласно черт. 89 и 90, может быть урегулирован с двух сторон, так что при правильном обращении может быть достигнуто вполне равномерное изнашивание.

На черт. 89 и 90 установка обоих боковых щек производится посредством клина и независимо от крышки. При односторонней установке нередко применяется нажимной винт. Но тогда расстояние крышки с течением времени изменяется. Во всяком случае при нормальных условиях изнашивание подшипника



Черт. 89 и 90. Подшипник коренного вала с двусторонней установкой.

так незначительно, что одностороннее изменение зазора на практике не имеет никакого значения.

Вкладыши подшипника делаются из чугуна, реже из стального литья, и заливаются баббитом. Смазка подшипника происходит обычно так, как указано на черт. 89 и 90, причем по средине имеется резервуар *a* на случай экстренной смазки при возможно чрезмерном нагревании подшипника в работе. Вместо двух капельных масленок можно устроить один общий резервуар для масла с двумя капельными приспособлениями. При значительной длине подшипника нужны три масленки и два резервуара *a*. Стекающее из подшипника масло собирается, фильтруется и при помо щи небольшого насоса снова подается в масленки, после чего опять применяется для смазки.

Подшипники с кольцевой смазкой применяются значительно реже, хотя бы уже отчасти потому, что они сложнее по конструкции и обходятся дороже обыкновенного подшипника коренного вала с поверхностной циркуляцией смазки. Чрезмерное нагревание при работе в этом случае не играет особенной роли, потому что подшипник с кольцевой смазкой, вследствие неизменно действующих вниз давлений, также является неудовлетворительно нагруженным внешним подшипником.

В больших машинах нижнюю часть подшипника обыкновенно охлаждают водой. Кроме того, в больших машинах применяется смазка под давлением.

49. Кривошипный механизм.

Последний состоит из крейцкопфа, шатуна и кривошипа с коренным валом.

Тело крейцкопфа может иметь вилкообразную или плоскую форму. В первом случае через крейцкопф и подшипник в шатуне пропускается болт (палец) из литой стали с цементированной поверхностью. Во втором случае наоборот, — палец пропущен через вилкообразный конец шатуна, а подшипник находится в крейцкопфе. Вилкообразный крейцкопф при небольших размерах делается из чугуна, а при больших размерах — из стального литья. Плоские крейцкопфы обыкновенно выковываются. Поршневой шток соединяется с телом крейцкопфа или при помощи конуса и клина, или же завинчивается. В настоящее время обыкновенно применяется последний способ. Башмаки крейцкопфа делаются из чугуна. Иногда их скользящие поверхности заливаются баббитом. Обыкновенно башмаки теперь не делаются переставными. Если после многих лет работы последние износятся, то подложив полосу жести или бумаги можно их опять выравнять.

Шатун выковывается из мягкой стали. Стержень шатуна, для удобства изготовления делается круглым,

реже прямоугольным*). При расчетах сечений шатуна обыкновенно принимают во внимание только напряжения на продольный изгиб и выбирают поэтому коэффициент безопасности с большим запасом. Головка шатуна может быть закрытой или открытой, так называемой морской формы. Последняя форма необходима при коленчатом вале, однако они часто устраиваются и для обыкновенных валов. Для крейцкопфа применяются только закрытые или вилкообразной формы головки.

При коленчатом вале палец кривошипа составляет одно целое с коренным валом. При обыкновенном же кривошипе палец делается вставным. В последнем случае он иногда цементируется (Маннесман). Коренной вал всегда выделывается из литой стали. При высокой прочности она дает гладкую поверхность.

Расчет отдельных частей кривошипного механизма производится частью на прочность, частью на поверхностное давление и частью на работу трения, а также на отвод теплоты**).

Например, при расчете коренного вала диаметры вала и пальца кривошипа рассчитываются на прочность, длина же цапф и подшипников на отвод теплоты и на поверхностное давление. В тех случаях, когда руководящими расчетами являются расчеты на прочность, задаются наибольшим давлением на поршень. Последнее имеет место при пуске машины в ход, потому что в этот момент силы инерции равны нулю и кривошипному механизму приходится выдерживать полное давление пара. При расчете на отвод теплоты во внимание берется только среднее давление в кривошипном механизме.

---

*) У паровозов исключительно прямоугольного сечения вроде двутавра. Прим. Ред.

**) См. сочинение того же автора „Детали машин", собр. Гешен.

IX. Эксплуатация паровых машин.

50. Общие сведения.

Для постройки и эксплуатации паровых машин нет тех специальных законодательных норм, каковые существуют для котлов. Ниже даны некоторые общие указания, соблюдение которых необходимо проводить в интересах упорядочения эксплуатации.

При пуске машин в ход, прежде всего надо проверить достаточно ли прогрета машина и ее паропроводы и удалена ли вода. При недостаточном прогреве и спуске воды могут произойти гидравлические удары вредящие машине и трубопроводу. Причиной наиболее частых случаев повреждений паровых машин бывают именно гидравлические удары.

Продувные краны цилиндров и все краны для спуска воды из трубопроводов должны быть открыты перед началом прогревания машины.

Прогревание машины происходит по большей части следующим образом: сначала устанавливают машину при помощи поворотного приспособления на мертвую точку, а затем пускают пар в цилиндр, открывая осторожно и понемногу запорный вентиль. В машинах с двойным расширением подкладывают при этом под выпускные клапаны цилиндра высокого давления деревянные клинья, чтобы тем самым дать возможность пройти пару и в цилиндр низкого давления. Через некоторое время машину переводят на другую мертвую точку и точно таким же образом прогревают другую сторону цилиндра. Прогрев таким образом машину в течение приблизительно около четверти часа пускают ее в ход, лишь постепенно увеличивая число оборотов.

Иногда, вследствие неосторожного открывания запорного вентиля в машину проходит слишком много пара и тогда прогревание внезапно усиливается. Для

устранения этого устраивают отходящие перед запорным вентилем специальные небольшие прогревательные трубы. При этом вполне достаточно провести пар в обе части цилиндра высокого давления. Дальше пар уже проходит сам через выпускной клапан цилиндра высокого давления в ресивер, а оттуда в рубашку цилиндра низкого давления и в самый цилиндр с одной его стороны. Обыкновенно этого бывает достаточно. Если же хотят пустить пар и в другую сторону цилиндра низкого давления, то тогда открывают при помощи деревянного клина соответствующий впускной клапан. Благодаря устройству таких специальных паропроводов для прогревания устраняется неудобная в больших машинах установка на мертвую точку.

Ежедневное прогревание вместе с постепенным увеличением числа оборотов, даже при больших машинах, длится не больше 20 минут. Если же пускают в ход машину долго не работавшую и совершенно холодную, то прогревание, в зависимости от размеров машины и температуры пара, может длиться от 2 до 3 часов.

Перед пуском машины в ход, кроме того, надо проверить все масленки. Затем надо удостовериться, хорошо ли функционирует отвод конденсационной воды и не забит ли он, как это бывает при новых установках, песком и окалиной. Такого рода засорения нередко вызывают гидравлические удары.

При пуске машины надо сперва только немного приоткрыть кран, подающий вспрыскиваемую воду для конденсации, иначе в цилиндре низкого давления может случиться гидравлический удар. При низком числе оборотов в конденсатор поступает больше воды, чем может откачать воздушный насос.

После пуска машины в ход надо закрыть продувные краны из цилиндра, спускной вентиль у водоотделителя и спускные краны на паропроводе.

Во время работы надо следить за тем, чтобы все трущиеся части были бы достаточно смазаны и не нагревались бы во время работы. Особенно тщательно надо наблюдать за регулятором, чтобы при колебании нагрузки он работал точно и надежно. Поэтому цапфы регулятора должны быть хорошо смазаны.

Предохранительные клапаны паровых цилиндров и питательных паропроводов надо время от времени продувать, чтобы они не могли пригореть или забиться.

Для беспрепятственной работы особенно важно применение хорошего цилиндрового масла для смазки паровых цилиндров (срав. указания в § 3). Масло должно выбираться тем тщательнее, чем выше перегрев пара. Было бы весьма нерационально устанавливать во время работы высоту перегрева в зависимости от качеств смазочного масла.

Если вакуумметр показывает низкий вакуум или воздушный насос слишком нагрелся, то надо на всякий случай сейчас же поискать места возможных неплотностей: последние могут быть в поршне, клапанах, фланцах, сальниках и в прочих местах уплотнений, а также в клапанах воздушного насоса. Если вакуум внезапно оборвется, то надо сейчас же остановить машину.

При остановке машины надо открыть спускной вентиль водоотделителя и медленно закрыть запорный вентиль, причем перед этим кран подающий вспрыскиваемую воду должен быть прикрыт, а непосредственно перед установкой совершенно закрыт. После установки надо открыть продувные краны цилиндра, продувной вентиль ресивера, а также спускные краны для конденсационной воды.

51. Неправильные индикаторные диаграммы.

Если при испытании паровой машины индикатором получатся диаграммы весьма отличающиеся от нормального вида, то причиной этого большей частью

является неправильное парораспределение и реже — неплотности в самой машине. Другой причиной таких неправильных диаграмм могут быть недостатки в самом индикаторе и его самопишущем механизме, или же могут крыться в неправильном обращении с ним.

На черт. 91—105 представлен целый ряд таких неправильных диаграмм. Причины неправильностей указаны около каждой диаграммы особо.

При недостаточной нагрузке, особенно у машин со свободным выпуском и машин с противодавлением, диаграмма получает петлю, как указано на черт. 106. В этом случае повышается работа противодавления на поршень, т. е. результатом будет потеря в работе. Полезная площадь диаграммы составляет всего лишь $f_1 - f_2$. Для уменьшения потери выбирают большое опережение выпуска, приблизительно до 40% и выше. Таким путем можно выгадать площадь, заштрихованную на черт. 107.

В цилиндре высокого давления компаунд-машины, работающей с промежуточным отводом пара, при небольшом наполнении тоже образуется петля. Однако, в этом случае потери не так велики и потому с ними часто мирятся.

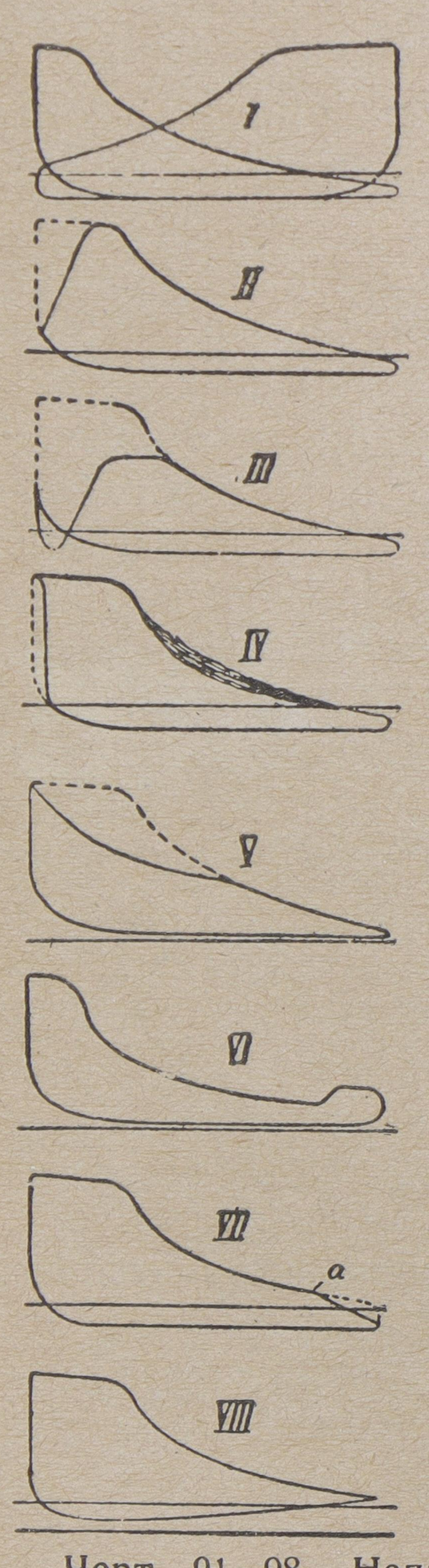
На черт. 108 представлена диаграма судовой компаунд-машины. Ненормальным здесь является падение давления между цилиндрами высокого и низкого давления.

Это явление вызвано было совершенно особенной причиной. Именно, в перепускном пространстве между обоими цилиндрами по недосмотру в литейной была отлита стенка, мешавшая проходу пара. После ее удаления получилась совершенно нормальная диаграмма.

Судить об уплотнении по индикаторной диаграмме не всегда возможно, потому что на нее влияют только очень большие недостатки в уплотнении*).

*) Поэтому в нормах для испытания машин сказано: „о паронепроницаемости поршней, паровых рубашек, золотников клапанов и проч. нельзя судить по индикаторным диаграммам“.

Для определения действительных размеров неплотностей нужно в еще неостывшей после работы машине закрепить маховик, чтобы не могло произойти



Неодинаковое наполнение с обоих сторон цилиндра (Неравномерный ход больший расход пара).

Запоздалый впуск пара

Сильно запоздавший впуск пара.

Преждевременный впуск пара; кроме того, вода в индикаторе или в паропроводе; кривая расширения поэтому волниста.

Торможение входящего пара. (Запорный вентиль не совсем открыт, или слишком узкие паропроводы, а также впускные каналы).

Парораспределительные органы при небольшом наполнении дважды впускают пар. Может случиться и при больших наполнениях.

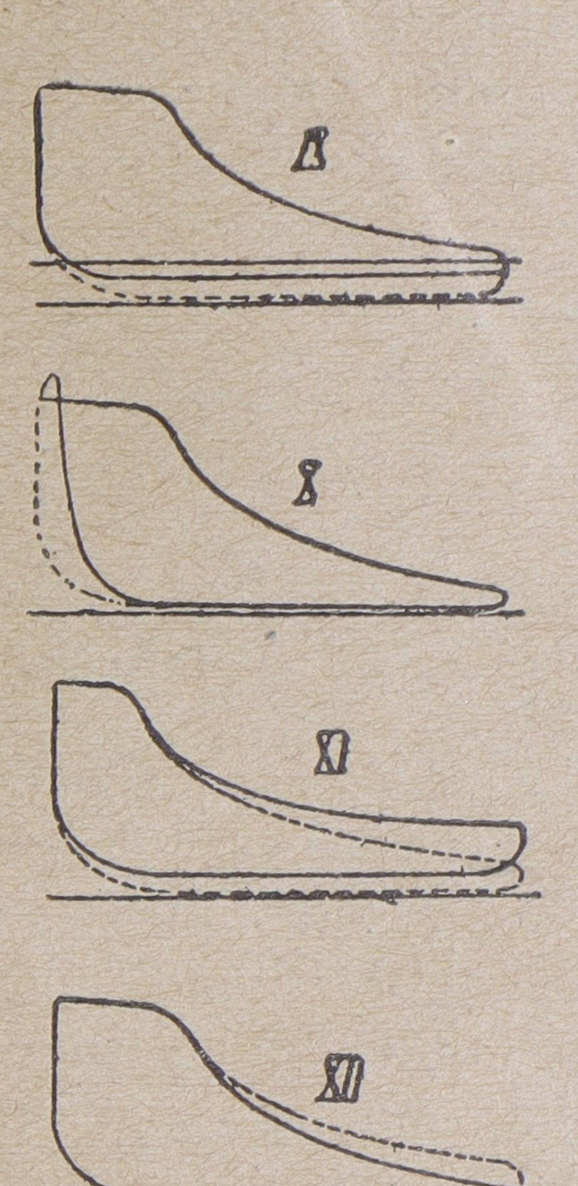
Равный выпуск.

Слишком позднее опережение выпуска в соединении с узким выпускным каналом (повышенное противодавление).

Черт. 91—98. Неправильные индикаторные диаграммы (пунктиром обозначена правильная форма).

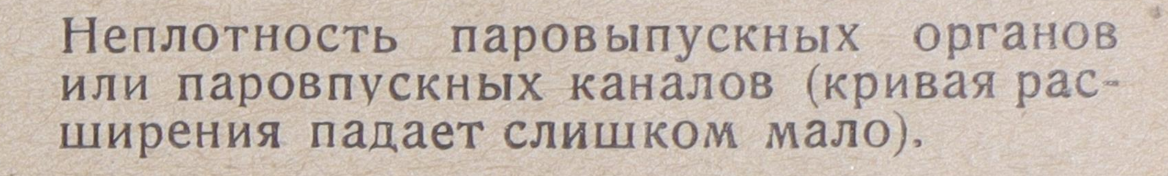
вращения, и затем подвергнуть давлению пара одну сторону цилиндра, а следовательно и поршня, клапа-

нов, золотника и т. д., и наблюдать после этого, как можно тщательнее, за другой стороной. И если в этом случае пар появляется не в виде легкого тумана или мель-

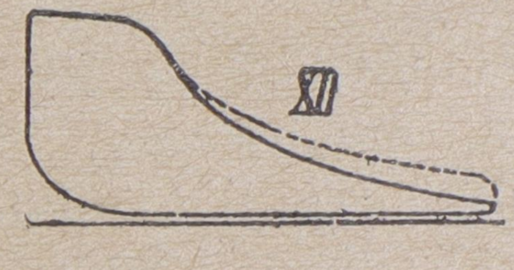


Высокое противодавление вследствие недостаточной конденсации или узких выпускных каналов, а также узкого выпускного паропровода.

Высокое сжатие. Выпускное окно закрывается слишком рано.



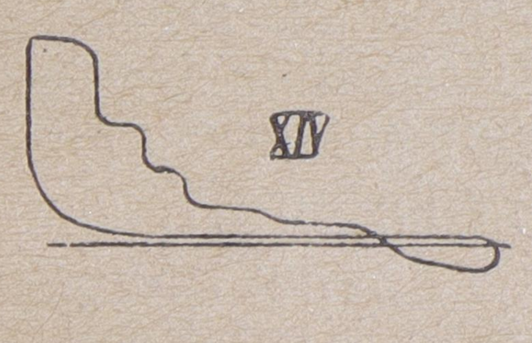
Неплотность паровыпускных органов или паровпускных каналов (кривая расширения падает слишком мало).



Кривая расширения падает слишком сильно. Поршень или паровыпускные органы недостаточно уплотнены.



Поршень совершенно плохо уплотнен (кривая расширения сильно падает, недостаточное сжатие, повышенное противодавление).



Поршень индикатора движется скачками вследствие сильного трения (защемление), кривая расширения идет поэтому уступами.



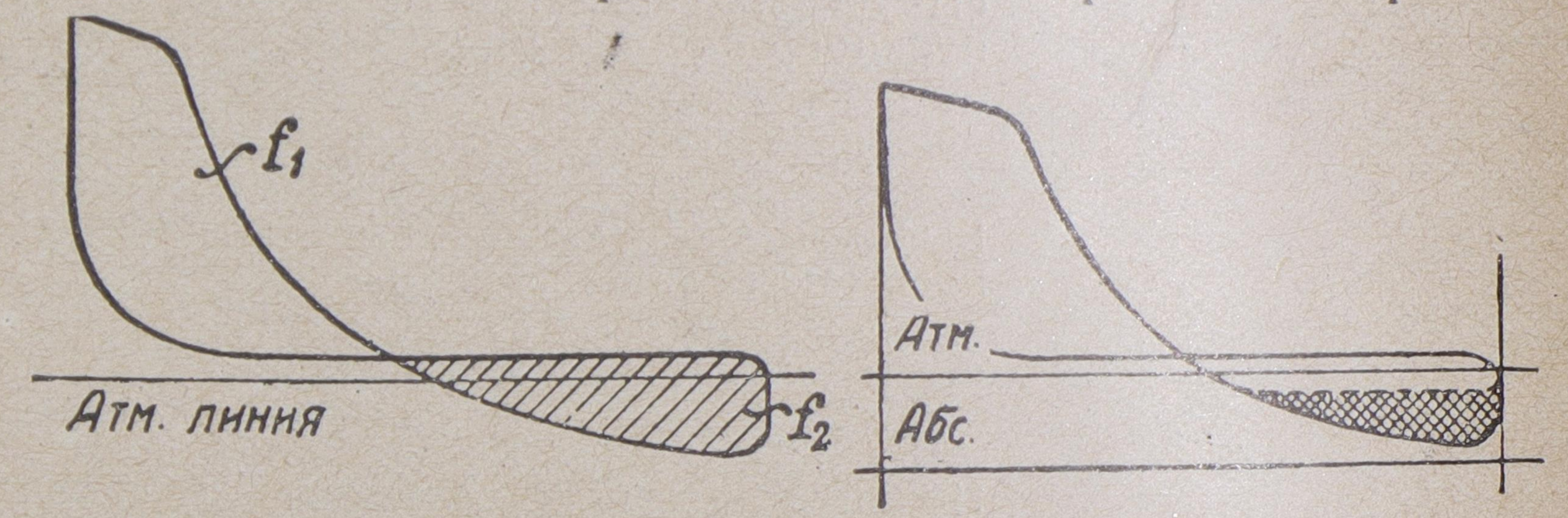
Кривая расширения волнообразна, вследствие колебаний пружины. Последние тем сильнее, чем меньше трение в индикаторе и чем слабее пружина (усиливается, если в индикатор попадает вода).

Черт. 99—105. Неправильные индикаторные диаграммы (пунктиром обозначена правильная форма).

чайших капелек воды, то значит уплотнительные поверхности недостаточно соответствуют своему назначению.

52. Контроль работы.

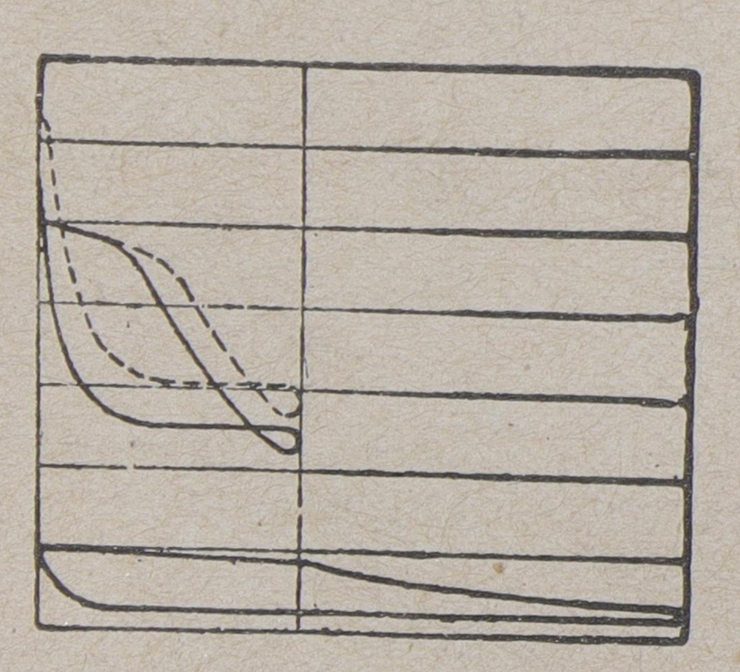
Тщательный и внимательный контроль важен как в интересах безопасности работы, так и в интересах экономичности. Особенно при больших машинах и, главное, после их ремонта надо время от времени



Черт. 106. Диаграмма с петлей.

Черт. 107. Выгоды от большого опережения выпуска при образовании петли.

снимать индикаторные диаграммы. По последним, как было указано в предыдущем параграфе можно определить недостатки в органах парораспределения, а также до известной степени, и мест уплотнения. Расходы по индицированию машины окупаются с лихвой. Ясно, что при наличии неправильной формы диаграммы расход пара в машине гораздо выше, чем при правильной форме последней.



Черт. 108. Неправильная диаграмма компаунд-машины.

Установив на питательном трубопроводе котла водомер можно также получить ясное представление о расходе пара машиной. Наблюдая регулярно за водомером и записывая соответствующую нагрузку машины, можно получить приблизительный средний расход пара. Если при одинаковой нагрузке последний увеличился, то можно заключить, что машина не в порядке.

Во всяком случае наблюдения за расходом питательной воды только тогда дадут представление о расходе пара, когда последний не расходуется одновременно для других целей. О расходе пара машиной трудно судить в тех случаях, когда он расходуется одновременно для отопления или варки, или же приводит в движение одновременно несколько машин. В последнем случае трудно определить, от которой машины зависит повышенный расход пара.

Разница в расходе пара машиной зависит еще и от того, что смазка не все время одинакова, что изменяется расход пара питательным насосом и что отвод конденсационной воды происходит неправильно и что получается утечка пара. Поэтому надо внимательно следить за конденсационным горшком.

Надо заметить, что водомер для питательной воды дает только средний расход пара. Для определения точного расхода пара необходимо установить специальный паромер. Последний особенно выгоден там, где пар расходуется не только в машине, но еще и для других целей.

Не приходится, конечно, говорить о том, что контроль должен распространяться и на ход машины, на работу и состояние ее отдельных частей, особенно же подшипников, сальников и т. д. Недостаточная плотность последних вследствие сильного изнашивания поршневого штока, неправильная сборка сальника и тому подобные причины легко определяются во время работы по утечке пара. Сильное изнашивание поршневого штока часто бывает последствием неправильной конструкции сальника. При разрезных уплотнительных кольцах быстрое изнашивание поршневого штока можно приписать чрезмерному давлению пружины, но также и тому, что пар высокого давления, проходя за внутренние уплотнительные кольца, сильно прижимает их к штоку.

Кроме того, машину надо регулярно осматривать, и прислушиваться к ее ходу чтобы установить — не

образовались ли в подшипниках вследствие естественного износа, задирания, ослабления болтов и т. д. слишком большие зазоры. Кроме того, надо регулярно осматривать каждый подшипник, особенно коренной подшипник и подшипник вала и своевременно предупреждать их нагревание при работе.

Контроль должен быть направлен также и на то, чтобы смазка не была бы чрезмерной и чтобы стекающее масло очищалось и снова применялось бы для смазки. Извлечение масла из мятого пара тоже дает большую экономию в смазочных материалах.

X. Комбинированные силовые и отопительные установки.

53. Отопление мятым паром и его выгоды*).

Для пивоваренных, сахарных, писчебумажных и проч. заводов, которые кроме механической работы нуждаются еще и в теплоте для отопления и целей производства, паровая машина до сих пор является самым выгодным двигателем. В этом случае используются почти 80% теплопроизводительной способности горючих материалов, т. е. тепло теряется приблизительно только при самом добывании пара. Для большей точности надо еще добавить потерю тепла при протекании пара по трубопроводам, а кроме того потери от лучеиспускания и в теплопроводящих частях самой машины. Такого использования тепла в двигателях внутреннего сгорания на практике достичь невозможно. К этому надо еще прибавить, что горючие материалы, употребляемые для производства пара, наиболее дешевы.

Так как мятый пар в большей или меньшей степени содержит масло, то потому применять его для целей отопления можно только после возможно пол-

*) Срав. часть I, § 42 — 44.

ного отделения масла. Иначе осадок масла на отапливаемых телах уменьшил бы их теплопроводность. Кроме того, содержание масел не позволило бы применить конденсационную воду для питания котлов, или мятый пар для целей дезинфекции, стерилизации и т. д.

Маслоотделителей для пара очень много, но большая часть из них, вследствие погони за дешевой ценой, плохо соответствует своему назначению. Их можно разделить на две группы; в маслоотделителях первой группы использован принцип центробежной силы, во второй же — ударное действие. В первом случае струя пара много раз меняет свое направление, отчего масло и выделяется. В аппаратах второй группы струя пара ударяется о соответственной формы поверхности, на которых и задерживается масло.

Маслоотделители обоих систем при правильной конструкции и достаточных размерах работают почти одинаково хорошо*). Одновременно они являются и водоотделителями. Главным условием является то, чтобы потеря давления пара в маслоотделителе была бы как можно меньше и, по возможности, меньше 0,05 атм. Обыкновенно при хороших аппаратах оно лежит между 0,02 — 0,05 атм. (Срав. также § 41).

Для более легкого отделения масла из мятого пара и пара отводимого из ресивера в поршневых машинах не доводят температуру свежего пара свыше 300° С. Сильно перегретый пар обладает именно тем, свойством, что он испаряет смазочные масла, вследствие чего часть цилиндрового масла испаряется и уже не отделяется, особенно при таком незначительном давлении, какое существует при работе с конденсацией. При промежуточном отводе пара и при работе с противодавлением свежий пар может быть

*) При помощи существующих в настоящее время маслоотделителей можно уменьшить содержание масла в 1000 кгр. пара или конденсационной воды до 10-15 гр. Срав. Z. d. V. d. J 1910 г. стр. 196 и след.

перегрет настолько, чтобы при поступлении в место отопления пар был бы насыщенным или только слабо перегретым, ибо сильно перегретый пар плохой проводник тепла и потому не годится для целей отопления.

Неправилен упрек, высказываемый иногда по адресу отопления мятым паром, якобы его тепловое действие медленно и недостаточно, а потому менее действительно, чем у свежего пара. Причина не удовлетворительного теплового действия заключается обыкновенно в недостаточных размерах нагреваемых поверхностей и паропроводов. Дело в том, что при мятом паре приходится считаться именно с величиной нагреваемых поверхностей и диаметром труб, тогда как свежий пар, вследствие высоких давлений, требует поверхностей значительно меньших. Кроме того, при отоплении мятым паром особенное внимание должно быть обращено на правильный отвод конденсационной воды.

54. Машины для отопления мятым паром.

Если мятый пар выходит из машины при давлении равном или большем одной атмосферы, то лучше всего пользоваться одноцилиндровой машиной. При подобных установках нет никакой выгоды применять компаунд-машину, несмотря на меньшее падение температуры и на высшую температуру стенок.

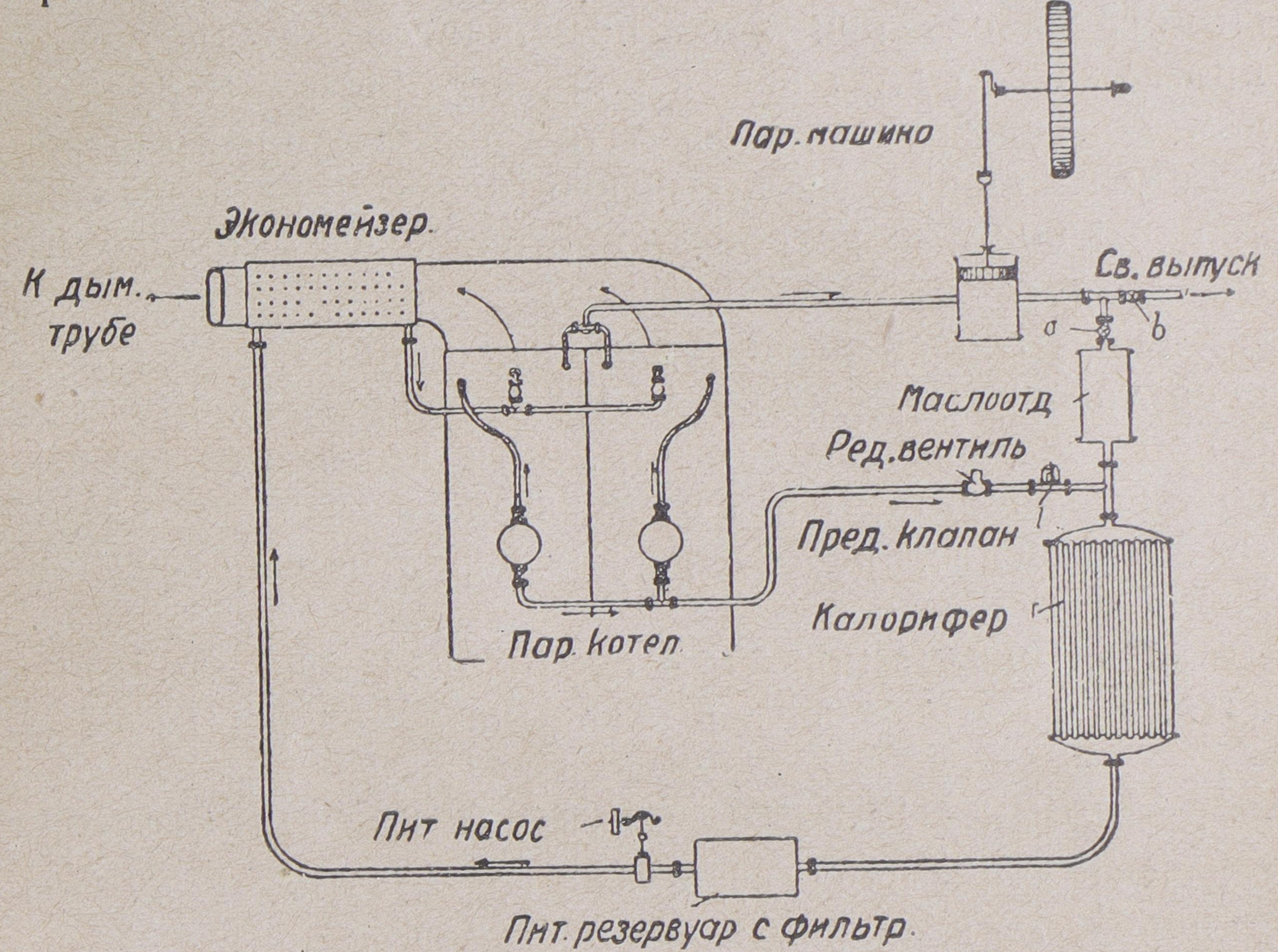
Благодаря использованию мятого пара опять нашли себе применение более простые и дешевые хотя, и не так экономно работающие машины.

Схема установки паровой машины с использованием мятого пара представлена на черт. 109.

Поступающий из котла перегретый пар совершает сперва работу в паровой машине. Мятый пар проходит потом через маслоотделитель и поступает в отопительную установку. На черт. 109 указан только один калорифер, в виде трубчатого подогревателя.

Образовавшаяся при отоплении из пара вода собирается и поступает в питательный резервуар. После того как конденсационная вода будет очищена от масла, она при помощи питательного насоса, подается в экономейзер, или прямо в котел, и снова превращается в пар.

Когда для нужд отопления мятого пара не хватает, что случается при малых нагрузках, то тогда при помощи специального паропровода и самодейст-



Черт. 109. Схема установки паровой машины с использованием мятого пара.

вующего редукционного клапана к мятому пару можно добавлять свежий пар. Если же, с другой стороны, нужно или совсем или частично выключить отопление, то открыв вентиль *b* можно выпускать наружу или весь, или часть мятого пара, или же можно перейти на работу с конденсацией.

В тех случаях когда мятого пара не хватает для надобностей отопления, то работу надо вести насы-

щенным, а не перегретым паром. Больший расход пара в машине для насыщенного пара в этом случае не играет особой роли, потому что весь мятый пар находит себе применение.

Там, где можно ограничиться теплой водой, нагретой приблизительно до 40-50^0, вполне достаточно отопление паром при давлении ниже атмосферного. В таких случаях когда расход пара должен быть по возможности меньше, можно применить тандэм-машину. Подогреватель при этом помещается между цилиндром низкого давления и конденсатором. В последнем конденсируется только тот пар, который еще не сконденсировался в подогревателе. Для получения теплого воздуха устройство в принципе остается таким же.

При отоплении свободно выходящим паром температура воды доходит до 90^0 и выше. При работе с противодавлением можно дойти до еще более высокой температуры и в этом случае мятый пар может быть применен, например, для варки пряностей, или т. п.

Чем больше при этом противодавление, тем значительнее по размерам должна быть машина*).

55. Машины для промежуточного отвода пара.

Для этой цели лучше всего подходят тандэм-машины с клапанным парораспределением. В то время как в компаунд-машинах распределение мощности должно быть одинаково для обоих цилиндров, в тандэм-машинах это условие не играет такой роли. Для промежуточного отвода пара машины с золотниковым парораспределением менее пригодны, чем машины с клапанным парораспределением.

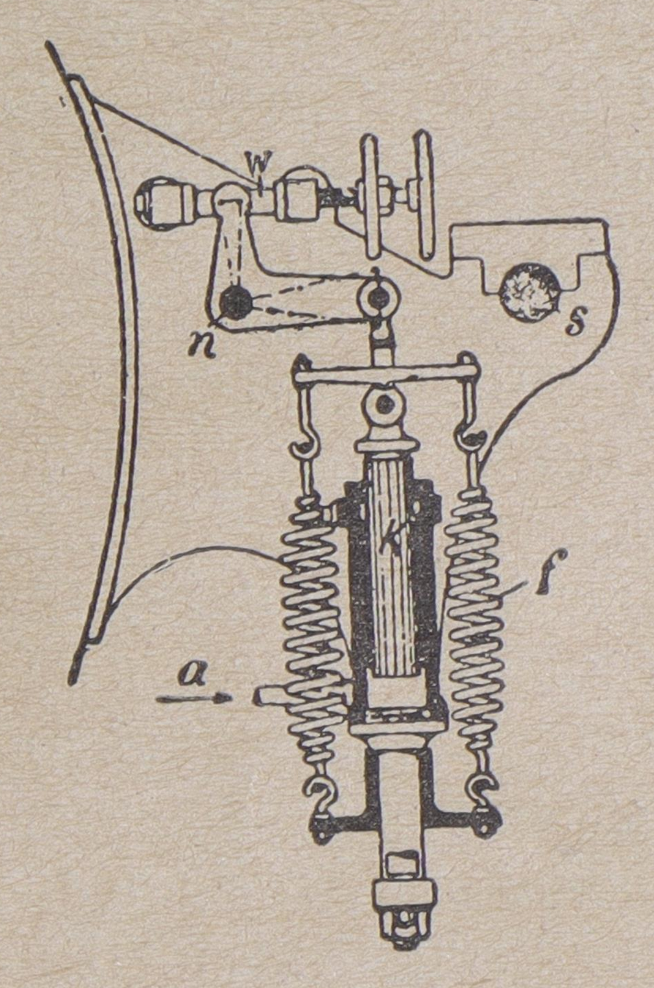
Так как потребности в силе и в мятом паре редко совпадают друг с другом, то трудно обойтись без

*) Срав. часть I. § 42, Пример II.

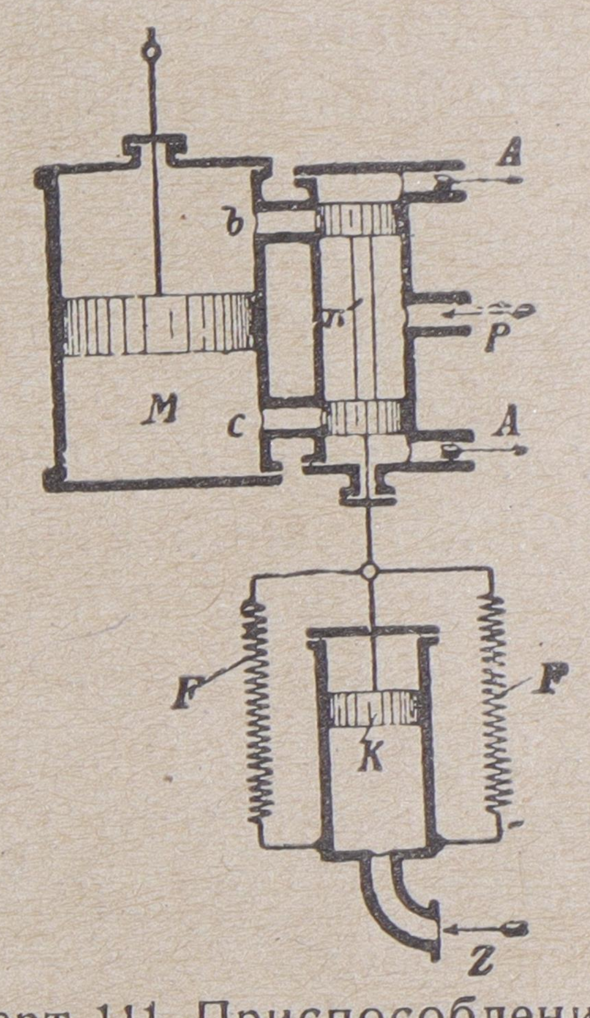
применения промежуточного отвода пара в тех случаях, когда работа должна удовлетворять всем условиям. Надо заметить, что переделка нормальной машины с конденсацией в машину с промежуточным отводом обходится не дорого и, кроме того, при благоприятной эксплуатации расходы эти всегда оправдываются.

Если пар при промежуточном отводе приходится отводить на большие расстояния, то полезно его сперва высушить или немного перегреть.

При отоплении ресиверным паром нужны приспособления для поддерживания постоянного давления



Черт. 110. Приспособление для изменения наполнения Ц.Н.Д. при промежуточном отводе пара (приспособлено только для клапанного парораспределения с расцеплением).



Черт. 111. Приспособление для изменения наполнения Ц.Н.Д. при промежуточном отводе пара (для принудительного клапанного парораспределения).

в ресивере и для изменения наполнения цилиндра низкого давления. Такое приспособление изображено схематическн на черт. 110.

Поршень *K*, находящийся под действием пружин *f*, всегда нагружен посредством трубки *a*, давлением в ресивере. Если потребность в паре для отопления увеличивается то, давление в ресивере падает и пружины

f опускают поршень *K* вниз. Движущийся поршень действует при помощи коленчатого рычага *n* на парораспределение цилиндра низкого давления и соответственно уменьшает наполнение последнего. Так как вследствие уменьшения мощности цилиндра низкого давления одновременно с этим увеличивается наполнение цилиндра высокого давления, то давление в ресивере снова поднимается. С другой же стороны, если потребность в паре для отопления уменьшается, то поршень *K* поднимается и тем самым увеличивает наполнение цилиндра низкого давления, вследствие чего наполнение цилиндра высокого давления уменьшается. Результатом этих двух действий будет установление давления в ресивере снова на нормальную высоту. Обычно это приспособление устраивается сообразно чертежу 111.

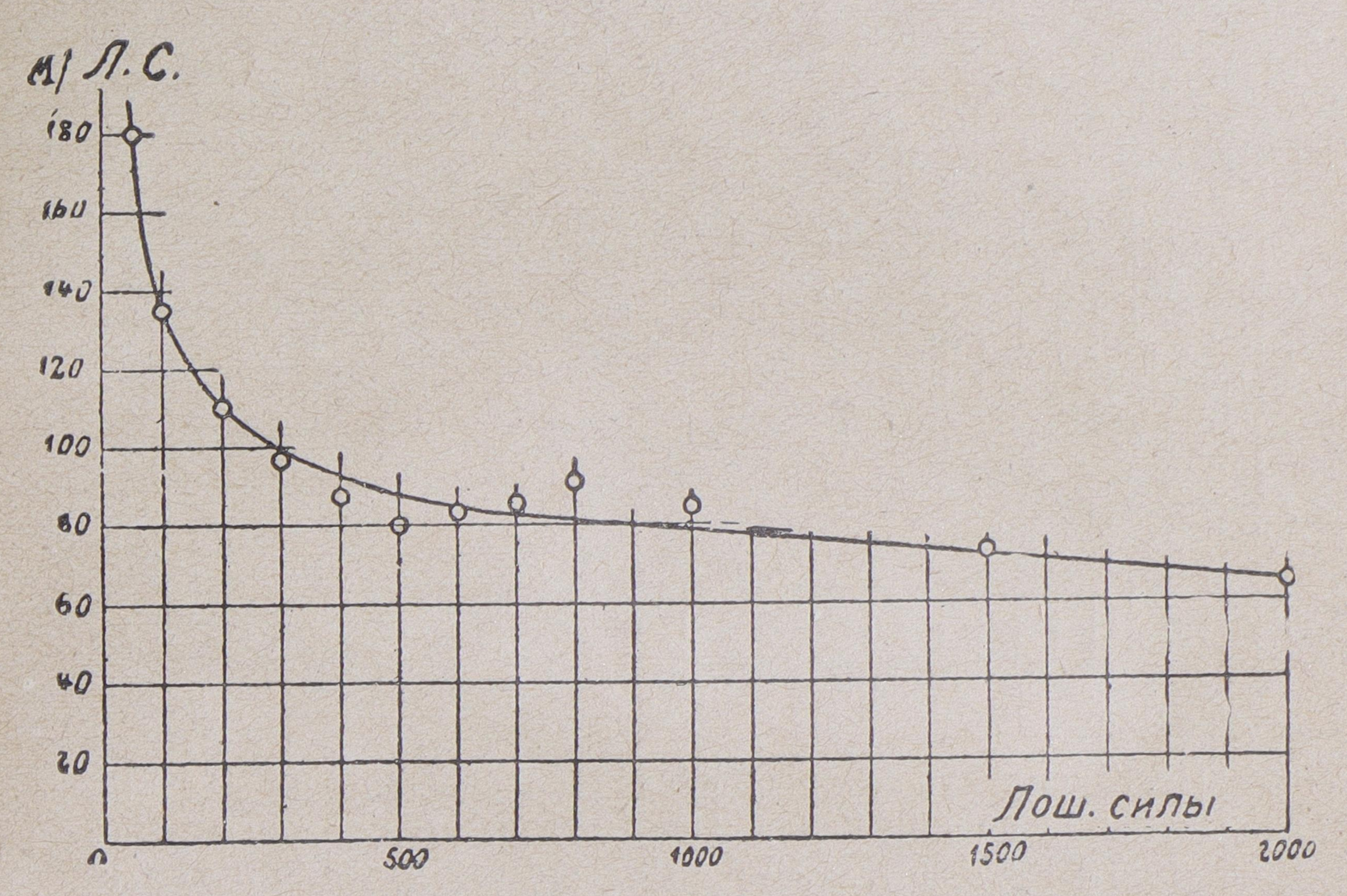
Находящийся под действием пружин *f* поршень *K* действует в этом случае не прямо, а движет парораспределительный золотник *n*, который впускает пар то сверху, то снизу поршня *M*. Последний и регулирует наполнение цилиндра низкого давления. Если при большом расходе пара из ресивера наполнение цилиндра низкого давления достигло известного минимума и потребность в паре для отопления все возрастает, то автоматически открывается доступ свежему пару, например, при помощи клапана Зальцмана. Благодаря этому предупреждается возможность работы цилиндра низкого давления насухо. Если для целей отопления требуется немного пара, то его без всякого особого приспособления берут прямо из ресивера, поскольку, конечно, в последнем не требуется поддерживать определенное давление.

XI. Стоимость паровых машин и их эксплуатации.

56. Стоимость паровых машин.

Стоимость паровых машин на Л. С.*e* зависит от выбираемых единиц. Большое число малых единиц

обходится дороже одной большой единицы. На черт. 112 графически изображена стоимость паровой машины на 1 Л. С. в пределах до 2000 Л. С. Указанные здесь цены соответствуют хорошему фабрикату и средней коньюнктуре рынка. При современных экономических условиях продажная цена немного ниже. В связи с пониженными ценами размеры машины получаются без всякого запаса, т. е. уменьшена возможность перегрузки ее.

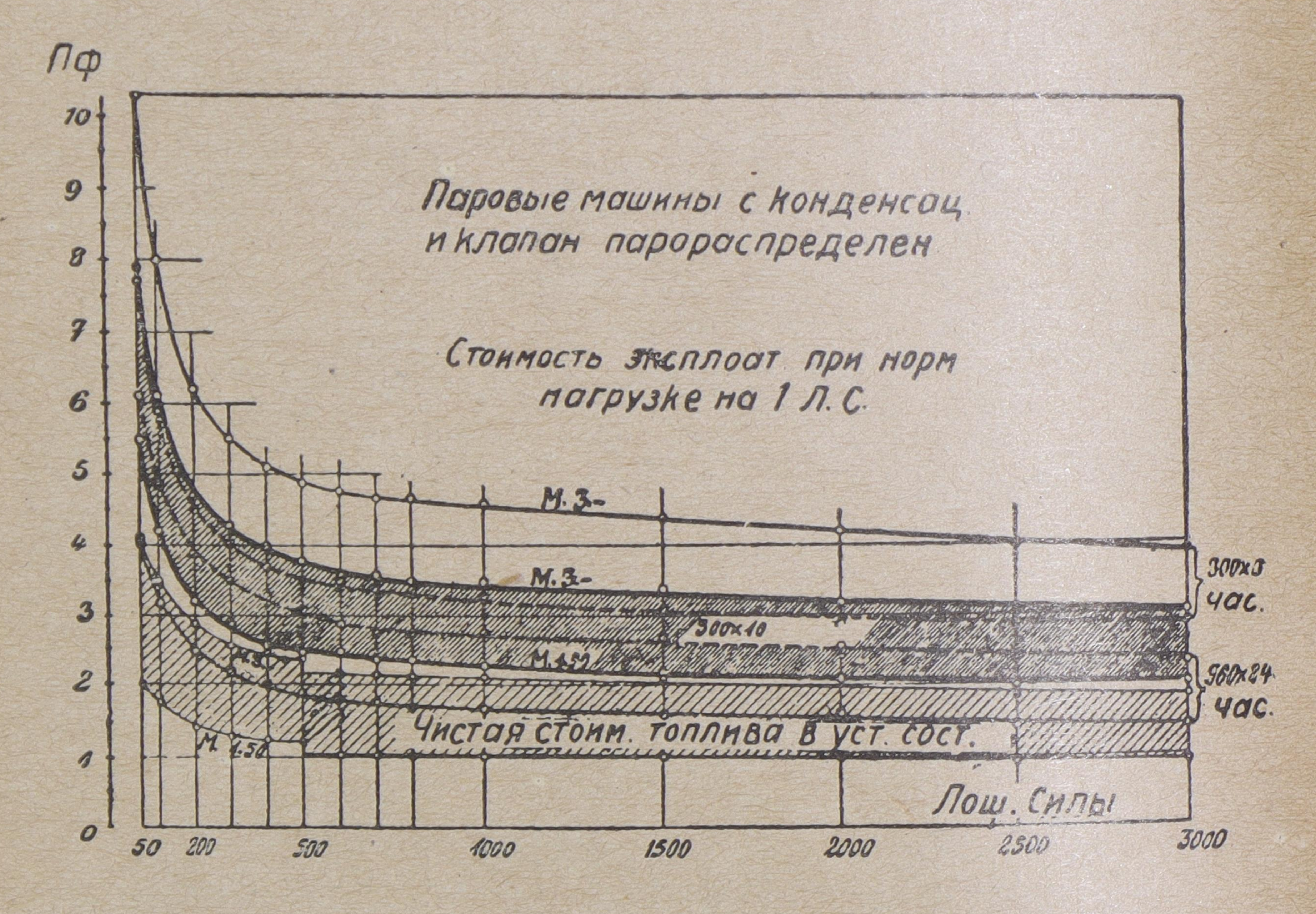


Черт. 112. Стоимость на Л. С.е машины для перегретого пар с конденсацией, включая фундамент и монтаж (без котла).

57. Эксплуатационные расходы.

Расходы по эксплуатации составляются из прямых и косвенных. К первым относятся расходы по производству пара, т. е. на уголь, на обслуживание, на смазку и материалы для чистки, а также расходы по содержанию машины в исправности, к последним же относятся проценты на затраченный капитал и амортизацию.

Главнейшая часть эксплуатационных расходов обычно падает на расход пара. Последний, с введением перегрева, значительно сократился. В настоящее время расход пара меньше зависит от размера машины, чем это было раньше при работе насыщенным паром. У машин в пределах от 100—1000 Л. С. при прочих



Черт 113. Эксплуатационные расходы и расходы на топливо на 1 ЛС е/час при машине для перегретого пара с конденсацией, при цене на каменный уголь в 1,50 и соответственно 3 марки за 100 кгр.

равных условиях расход пара отличается очень незначительно. У больших машин расход пара может быть еще меньше, между тем как при небольших стационарных установках расход пара сравнительно сильно возрастает.

Другой значительный расход представляет смазка. В больших предприятиях достигают большой экономии благодаря тому, что отделяют цилиндровое масло от мятого пара, очищают его и опять пускают

в работу. Об эксплуатационных расходах на 1 Л. С./час дает представление графическое изображение их, представленное на фиг. 113*). Стоимость эксплуатации при разнообразном расходе энергии, т. е. при применении мятого пара для отопления и т. п. целей, согласно вышесказанному, значительно ниже.

XII. Выбор системы паровой машины**).

58. Область применения поршневой машины.

Существовавшая прежде ожесточенная конкуренция между поршневой машиной и паровой турбиной в настоящее время закончилось тем, что для малых и средних мощностей предпочитается первая, а для больших — вторая. Поршневые машины для мощностей свыше 1000—1500 Л. С. в настоящее время за исключением судовых машин применяются только в особых случаях, напр., для прокатных станов, под'емных и трансмиссионных машин. Иногда турбину и поршневую машину соединяют таким образом, что первая работает низким, а вторая высоким давлением (срав. часть I § 45).

Поршневая машина для малых и средних мощностей в настоящее время также не является незаменимой. Еще серьезными конкурентами в этой области являются двигатели внутреннего сгорания.

Но во всех тех случаях, где мятый пар применяется для целей отопления и т. п, паровая машина и до настоящего времени является наилучшим двигателем.

---

*) Кривыя на черт. 113 вычерчены согласно табличным данным из сочинения того же автора „Die Zweckmässige Betriebskraft" библиотека Гешен.

**) Относительно выбора системы парораспределения см. § 27

59. Одноцилиндровая или компаунд-машина? Горизонтальная или вертикальная конструкция?

С введением перегретого пара, о чем уже говорилось в § 9, область применения как одноцилиндровой машины, так и машины двойного расширения значительно расширилась. В настоящее время одноцилиндровые машины применяют для мощностей до 100 Л. С., а при использовании мятого пара даже до 1000 Л. С. и выше. Машины с двойным расширением, главным образом в виде тандэм-машин, строят в настоящее время для мощностей до 1500 Л. С. и выше. Машины с тройным расширением, мощность которых прежде доходила до 300 Л. С., а также машины с четырехкратным расширением, в настоящее время применяются только в качестве судовых двигателей (срав. часть I, § 35).

Одноцилиндрввые машины применяются кроме работы с конденсацией главным образом при работе с противодавлением и со свободным выпуском. Компаунд-машины применяются исключительно при работе с конденсацией, при свободном же выпуске исключительно только тогда, когда мятый пар используется для целей отопления с одновременным применением промежуточного отвода пара (срав. часть I, § 43), или же когда зимой применяется отопление мятым паром, тогда как летом, работа ведется с конденсацией.

С введением высокого перегрева расход пара особенно в машинах со свободным выпуском и вообще, в небольших по размерам машинах уменьшился гораздо больше, чем при работе с конденсацией.

Благодаря этому обстоятельству, а также и меньшей сложности в эксплуатации, машины со свободным выпуском стали применяться чаще, чем машины с конденсацией, особенно при низких ценах на топливо. Машины со свободным выпуском применяются

особенно охотно в виде запасных машин, а также при работе с перерывами.

При сельско-хозяйственных установках, вследствие требования большей доступности, обыкновенно применяются горизонтальные машины. Преимуществом вертикальных машин в замкнутой раме является то, что они работают при высоком числе оборотов, обходятся поэтому дешевле и кроме того занимают мало места. Они строятся в пределах до 800 Л. С. Большие числа оборотов обусловливают увеличение вредного пространства, а вместе с ним и несколько больший расход пара. Последний, однако, только немногим больше, чем в горизонтальных машинах, потому что вертикальные быстроходные машины работают при большем сжатии.

60. Прямоточная или обыкновенная машина.

Прямоточные машины, как уже было указано в § 7, более всего годятся для работы с конденсацией Обыкновенная одноцилиндровая машина при работе со свободным выпуском или с противодавлением, напротив того, оказывается выгоднее. С другой же стороны, в тех случаях, когда речь идет о работе с промежуточным отводом пара, лучше всего пользоваться компаунд-машиной. Прямоточная машина тоже допускает промежуточный отвод пара, но в очень ограниченном размере.

Исследования, касающиеся определения расхода пара прямоточной машиной еще весьма неполны. Правда, уже было произведено несколько опытов для сравнения работы локомобилей с обыкновенной и прямоточной машинами, но эти опыты показали, что расход пара прямоточной машиной не меньше, чем в компаунд-машине. Даже с обыкновенной одноцилиндровой машиной могут быть достигнуты результаты одинаково благоприятные, как и с прямоточной машиной.

Последнее, после перечисленных в § 7 преимуществ прямоточной системы, кажется почти неверо-

ятным. Однако, здесь не приходится сомневаться в том, что работа первоклассной компаунд-машины, вследствие лучшего использования расширения, гораздо выгоднее работы прямоточной машины, хотя бы для последней и был гарантирован тот же расход пара*). В остальном остается лишь сказать, что прямоточные машины могут оправдываться только при больших мощностях, а потому опытные данныя, добытые для малых машин, не могут быть просто приложены к большим единицам.

Здесь уместно указать также и на то, что в прямоточной машине цилиндр более склонен к образованию трещин по сравнению с машиной с встречным током пара. Это зависит от того, что цилиндр на концах очень нагревается, тогда как в середине он сильно охлаждается конденсатором. Поэтому концы цилиндра расширяютя значительно сильнее его середины. И если присоединить сюда еще то, что по большей части в теле цилиндра остаются напряжения еще от отливки (главным образом возле прорезей), то естественно, что под влиянием теплового расширения при известных обстоятельствах в нем легко появляются трещины.

Поршень тоже расширяется на концах больше, чем в середине. И если хотят, чтобы поршень хорошо работал и не заедал, то необходимо, чтобы, как сам цилиндр, так и поршень имели бы во время работы строго цилиндрическую форму. Для этого диаметр цилиндра на концах берут меньше, чем на середине, придавая таким образом цилиндру форму двойного конуса. Поршню придают иногда бочкообразную форму.

Заедание поршня в прямоточной машине не всегда зависит от несовершенного прилегания. Уже неоднократно замечалось, что причиной заедания являлись

---

*) При высоких ценах на топливо меньший расход пара в компаунд-машине говорит в пользу последней.

песчинки. Надо полагать, что последние отрываются от цилиндровых крышек, которые вследствие трудного доступа к ним не очищаются достаточным образом.

61. Общие указания.

Приобретая паровую силовую установку надо точно оговорить условия поставки и потребовать определенных гарантий в доброкачественности конструкции и точном ее выполнении. Гарантии эти должны распространяться на нормальную мощность, длительную максимальную мощность, временную максимальную мощность, а также на расход пара и регулирование. При этом с поставляющей машину фирмой можно заключить соглашение такого рода, что перед окончательной приемкой всей установки будет произведено приемочное испытание на основании общепринятых норм, причем для этого может быть приглашено нейтральное лицо — специалист-инженер. Если на этом испытании не оправдаются обусловленные договором гарантии, то на устранение недостатков поставщику может быть дан некоторый определенный срок. Если и после этого испытание не соответствует выданным гарантиям, то можно или уменьшить покупную стоимость установки на обусловленную заранее сумму, или же договор теряет силу. Но прежде чем разойтись с поставщиком, все же лучше предоставить ему еще время на устранение недочетов.

Так как при приемке не всегда возможно точно определить мощность машины, то лучше всего сразу же в договоре указать наибольшую и наименьшую мощности, а также величину расхода пара при различных его температурах. Еще до производства приемочного испытания нужно предоставить поставщику возможность произвести предварительное испытание и сделать необходимые исправления. Испытаний в начале эксплуатации машины производить не следует, так как надо дать возможность отдельным

ее частям несколько приработаться. Соблюдение этих правил лежит в интересах самого покупателя, потому что в течение некоторого промежутка времени легче установить возможные недостатки машины; но как бы то ни было, надо своевременно произвести обусловленное договором испытание, потому что гарантии имеют обыкновенно силу только в течение одного года. Поставщик же в этом не заинтересован, потому что он отвечает за выданные экономические гарантии только в том случае, если испытание будет произведено до истечения обусловленного договором срока. Годичные гарантии выдаются обыкновенно в том, что причиной непригодности или порчи отдельных частей машины не должен быть выбор неподходящих материалов, ошибочная конструкция и неправильное выполнение ее.

Здесь будет уместно указать на то, что в настоящее время — время огромной конкуренции, выдаются все более широкие гарантии. Поэтому случается, что гарантируемым числам приписывают слишком большое значение *). Поэтому ошибочно гнаться за большими гарантиями. Ведь известно, что именно при паровых установках взвинченные гарантии могут быть проверены только испытанием, да и то только при известных допущениях. Поэтому все внимание должно быть обращено на целесообразность и единообразие всей установки, а также и на то, чтобы машина, благодаря доброкачественному изготовлению, сама ручалась бы за долговечность экономичной работы.

Нередко случается, что владелец паровой машины не имеет ни малейшего представления о том, какова ее производительность и во что обходится ему эксплуатация машины, а также и то, во что могла бы

*) Этим пользуются многие фирмы для того чтобы заключить выгодную сделку и выдают на авось большие гарантии, чем их конкурент.

обходиться эксплуатация при нормальных условиях. Поэтому рекомендуется время от времени исследовать состояние машины, ее ход, производительность, изношенность и т. д.

Расходы на испытание при приемке, а также и по другим испытаниям машины обыкновенно с лихвой окупаются ее владельцу (срав. § 52).

